

REPÚBLICA DE CUBA
MINISTERIO DE EDUCACIÓN SUPERIOR
INSTITUTO SUPERIOR MINERO METALÚRGICO DE MOA
Dr. ANTONIO NÚÑEZ JIMÉNEZ
FACULTAD METALURGIA ELECTROMECAÁNICA
DEPARTAMENTO INGENIERIA MECÁNICA

TESIS EN OPCIÓN AL TÍTULO DE INGENIERO MECÁNICO

Rediseño del reductor diferencial perteneciente a la planta de Lixiviación y Lavado de la Empresa “Comandante Ernesto Ché Guevara”.

Autor: Félix Labañino Jiménez

Tutores: Dr.C Isnel Rodríguez Gonzáles

MSc. Rodney Martínez Rojas

Moa - 2012

“Año 54 de la Revolución”



Declaración de Autoridad

Yo: Félix Labañino Jiménez

Autor de este trabajo de diploma, y mis tutores certificamos su propiedad intelectual a favor del Instituto Superior Minero Metalúrgico de Moa "Dr. Antonio Núñez Jiménez" el cual podrá hacer uso del mismo con la finalidad que estime conveniente.

Autor Félix Labañino Jiménez

Dr. C. Isnel Rodríguez González

MS.c. Rodney Martínez Rojas



Dedicatoria

Quisiera dedicarle este trabajo a mi amigo Eugenio Yoennis Martinez Silot, quien es para mí como un hermano. Está dedicado también a todos aquellos que colaboraron desinteresadamente en la realización del mismo, Ing. Jorge Botey Rodríguez, Yanet González Tabares, Yoander Martínez Silot, Celia González, María Silot Urgellez, Enoelio Columbié entre otros.

A mis tres pupilas, mi madre Neuris Jiménez Milet, mi esposa Yisel Columbié Gonzáles y a mi hermanita Nora Nelvis Labañino Jiménez, que sin ellas yo hoy no sería nadie.

Y muy pero muy especial le dedico este trabajo a mi padre Félix Labañino Acosta por haberme forjado el carácter y la responsabilidad ante todo.



Agradecimientos

A todos los profesores, que de una manera u otra me han transmitido sus conocimientos durante el desempeño de toda mi carrera.

A mis tutores, por su apoyo y la confianza depositada en mí para la realización de este trabajo, al Dr. C. Isnel Rodríguez González y M.S.c. Rodney Martínez Rojas.

A mis familiares, en especial a mi padre y mi madre, quienes en todo momento depositaron su fé y confianza para que yo siguiera adelante.

A mi querida esposa por todos sus consejos y por apoyarme cuando más lo necesitaba.

A mi hermanita por estar ahí apoyándome y dándome consejos.

A mis amigos que siempre me apoyaron, incluso cuando todo parecía imposible.

A todos aquellos que de una forma u otra me ayudaron y apoyaron en la realización de este trabajo.

A la Revolución, por darme la posibilidad de convertirme en profesional.

A todos

Muchas Gracias



Pensamientos

El socialismo es inconcebible sin técnicas edificadas según las últimas palabras de las más nuevas ciencias. Sin una organización estatal planificada, que subordine a decenas de millones de personas a una rigurosa observancia de una norma única en lo concerniente a la producción y distribución de los productos.

“Vladimir Iich Lenin”

La ciencia es buena porque nos ayuda a distinguir por medio de la acción lo posible de lo imposible y nos liberta de la sabiduría y la ignorancia.

“Anatoli France”



Resumen

En el presente trabajo se efectuó el diseño del reductor diferencial perteneciente al sedimentador 131 C, ubicado en la UBP Lixiviación y Lavado de la empresa "Comandante Ernesto Ché Guevara" de Moa. En el mismo se hace un estudio de la bibliografía existente que permite definir el estado del arte en la temática abordada, describiendo las principales características de los reductores diferenciales. El análisis se efectúa teniendo en cuenta el corto periodo de vida útil de los árboles de salida del mismo, lo que provoca que estos sean retirados de servicios en poco tiempo afectando el proceso productivo de la planta, para lo que se ha de tener en cuenta, el diseño de las ruedas dentadas en los dos escalones y el sistema planetario, junto al estudio del mecanismo se tiene en consideración la resistencia del material, las reacciones de las fuerzas sobre los apoyos, la sección peligrosa de los árboles y en específico el comportamiento del árbol de salida del reductor diferencial, con el objetivo de ver su durabilidad. Además, se hace un análisis económico donde se comprueba que por cada avería del reductor diferencial la planta posee una pérdida de \$ 315,884, así como pérdidas financieras aproximadas de 331 803 USD. También se hizo un análisis del impacto ambiental que se tuvo en cuenta la incidencia de los gases tóxicos sobre el hombre y el entorno.



Summary

The design of the differential reducer belonging to the 131 C sedimentator is made in this paper. The research was made in the UBP Leaching process "Ernesto Ché Guevara" Enterprise in Moa. A study is carried out to define the state of the art on the topic, describing the main characteristics of the differential reducers. The analysis is made taking into consideration the short period of useful life of its output shaft, which causes that these output shaft its retirement of services in a short period of time, affecting the productive process of the plant. For this reason the design of the wheels jagged in the two steps and the planetary system, the resistance of the material should be taken into consideration together with the study of the mechanism, the reactions of the forces on the support forcing the action over the supports, the dangerous section of the shafts and specifically the behavior of the output shaft of the differential reducer, with the objective of proving its durability. Besides, an economic analysis is carried out proving a loss of per each differential reducer breakdown of the plant as well as an approximate financial losses of 331 803 USD. An analysis of the environmental impact was also made keeping in mind the incidence of the toxic gases on human being and the environment.

Índice

Contenido	páginas
Introducción	1
Capítulo 1. Marco teórico. Antecedentes Investigativos	4
1.1- Introducción	4
1.2- Estado del Arte	4
1.3 – Características de los reductores de velocidad	6
1.3.1 - Reductores empleados para el accionamiento de máquinas	6
1.3.2 - Clasificación de los reductores de velocidad	7
1.3.2.1 - Caracterización de los reductores de velocidad	7
1.4 - Elementos que componen un reductor diferencial	9
1.4.1- Exigencias para la elaboración de los componentes principales del reductor	10
1.5 - Descripción del sistema de accionamiento	10
1.6 - Beneficios del empleo de reductores de velocidad	10
1.7 – Caracterización de los engranajes en los reductores de velocidad	11
1.7.1 - Clasificación de los engranajes en los reductores de velocidad	11
1.8 - Caracterización de las transmisiones poleas y correas	12
1.8.1- Elementos que componen las transmisiones poleas correas en reductores	13
1.8.2- Características de las poleas en los reductores de velocidad	13
1.9 - Árboles empleados en elementos de máquina	14
1.9.1- Clasificación de los árboles y ejes	14
1.9.2 - Características de los árboles y ejes	16
1.10 - Estructura de los cojinetes de rodamientos	16
1.10.1 - Cojinetes de rodaduras empleados en los reductores	17
1.11 - Características de diseño de los componentes en los reductores	17
1.12 - Lubricación de las transmisiones de engranajes encerrados	18
Conclusiones parciales del capítulo 1	19
Capítulo 2. Materiales y Métodos	20
2.1 – Introducción	20
2.2 - Análisis de la disponibilidad de los reductores diferenciales	20
2.3 - Materiales y equipamiento empleados en las mediciones	21



2.4 - Análisis químico y determinación de elementos de aleación	22
2.5 - Análisis cinemático y dinámico	22
2.5.1 - Cálculo cinemático y dinámico del reductor diferencial	22
2.5.1.1 – Determinación de la relación de transmisión polea – correa	23
2.5.1.2 - Cálculo de la relación de transmisión	23
2.5.1.3 - Potencia de entrada al reductor	23
2.5.1.3.1 - Potencia en el árbol intermedio entre los escalones	24
2.5.1.3.2 - Potencia de salida en el escalón	24
2.5.1.4 - Determinación del número de revoluciones de entrada al reductor	24
2.5.1.4.1 - Número de revoluciones del árbol intermedio del reductor diferencial	25
2.6 - Diseño de los elementos principales del reductor diferencial	25
2.6.1 - Cálculo del momento torsor dos en el primer escalón	27
2.6.2 - Determinación de la tensión a tracción	28
2.6.3 - Relaciones geométricas principales de las transmisiones por engranajes exteriores de dientes helicoidales	29
2.6.3.1 - Cálculo del número de dientes del piñón	29
2.6.3.1.1 - Cálculo del número de diente de la rueda	30
2.6.3.2 - Diámetro de la circunferencia primitiva	30
2.6.3.3 - Diámetro de la circunferencia exterior	30
2.6.3.4 - Distancia interaxial	30
2.6.3.6 - Altura del diente	31
2.6.3.7 - Altura de la cabeza del diente	31
2.6.3.8 - Juego radial	31
2.6.3.9 - Diámetro de la circunferencia de fondo	31
2.6.4 - Cálculo de la transmisión admisible en los engranajes cónicos	32
2.6.4.1- Cálculo de los engranajes cónicos	32
2.6.4.2- Cálculo de resistencia por contacto de los engranajes	33
2.6.4.3 - El cálculo del módulo circunferencial	33
2.6.4.4 - La distancia cónica exterior del par de engrane	34
2.6.4.5 - El ancho de la corona dentada	34



2.6.4.6 - Tensión admisible a la flexión $[\sigma]_F$	35
2.6.4.7 - Módulo normal medio	36
2.6.4.8 - Relaciones geométricas principales en los engranajes	36
2.6.5 - Cálculo de selección en la transmisión polea – correa	37
2.6.5.1 - Elección del tipo de correa y perfil	38
2.6.5.1.1 - Diámetro mínimo	38
2.6.5.1.1.1 - Diámetro de la polea mayor	38
2.6.5.2 - Distancia mínima entre los ejes	38
2.6.5.3 - Comprobación de las tensiones en la correa	39
2.6.6 - Cálculo para el diseño de los árboles del reductor diferencial	39
2.6.6.1 - Cálculo preliminar del árbol	40
2.6.6.2 - Cálculo aproximado o de proyecto	40
2.6.6.2.1 - Cálculo del momento flector resultante	40
2.6.6.2.2 - Cálculo del momento equivalente	41
2.6.6.2.3 - Cálculo del diámetro de salida para la sección más peligrosa	41
2.6.7 - Cálculo de las uniones por chavetas y árboles estriados	42
2.6.7.1 - Longitud de la chaveta prismática	43
2.6.8 - Momento torsor del acoplamiento	43
2.7 – Propuesta de mantenimiento para el reductor diferencial	44
2.7.1 - Período entre intervenciones	44
2.7.2 - Tiempo entre dos reparaciones	44
Conclusiones parciales del capítulo 2	45
Capítulo 3: Análisis de los resultados, Valoración Económica e Impacto Ambiental	
3.1 - Introducción	46
3.2 - Comportamiento de las averías en los reductores diferenciales	46
3.3 - Análisis de la composición química y dureza del árbol de salida del reductor diferencial	49
3.4 - Resultados obtenidos del análisis cinemático y dinámico	50
3.4.1 - Relación de transmisión en el primer escalón	50
3.4.1.1 - Relación de transmisión en el segundo escalón	50

3.4.2 – Determinación de la potencia del reductor diferencial	51
3.4.2.1- Determinación de la potencia en el árbol intermedio	51
3.4.2.2 - Determinación de la potencia de salida en el escalón dos	51
3.4.3 – Cálculo de las revoluciones del reductor diferencial	51
3.4.3.1 - Número de revoluciones del árbol intermedio del reductor diferencial	51
3.4.3.1.1 - Número de revoluciones del árbol de salida del reductor diferencial	51
3.5 - Diseño de los elementos del reductor diferencial	52
3.5.1 - Determinación de la tensión a la tracción	52
3.5.2 - Módulo Normal	53
3.5.3 - Módulo normal para garantizar la resistencia a la flexión	53
3.5.4- Resultados principales de las relaciones geométricas en las transmisiones por engranajes exteriores de dientes cilíndricos de dientes helicoidales	53
3.5.5 –Diseño de los elementos del reductor diferencial en el segundo escalón	54
3.5.5.1 - Determinación de la tensión a la tracción	55
3.5.5.2 - Módulo Normal	56
3.5.5.3 - Módulo normal cuando la resistencia a la flexión es el criterio principal	56
3.5.5.4 - Resultados principales de las relaciones geométricas en las transmisiones por engranajes exteriores de dientes cilíndricos de dientes helicoidales	56
3.5.6- Cálculos de las transmisiones con engranajes cónicos	57
3.5.6.1 - Momento torsor de salida en el reductor diferencial	58
3.5.6.2 - Resistencia por contacto de los engranajes cónicos	58
3.5.6.3 - Ángulos de los conos primitivos φ_1 y φ_2 de un par dentado	58
3.5.6.4 - Módulo circunferencial exterior y diámetro de la circunferencia primitiva	58
3.5.6.5 - Distancia cónica exterior del par de engrane	58
3.5.6.6 - Ancho de la corona dentada	59
3.5.6.7 - Módulo normal medio y el módulo circunferencial exterior	59
3.5.6.8 - Tensión admisible a la flexión con carga continuas	59
3.5.6.9 - Módulo nominal medio	60
3.5.6.10 - Relaciones geométricas principales en los engranajes cónicos	60
3.5.7 - Selección de la transmisión Polea – Correa	61



3.5.7.1 - Elección del tipo de correa y perfil	61
3.5.8.2 - Diámetro de la polea mayor	62
3.5.8.3 - Distancia mínima y máxima entre los ejes	62
3.5.8.4 - Comprobación de las tensiones	62
3.5.9 - Diseño de los árboles del reductor diferencial	62
3.5.9.1 - Diseño del árbol de entrada	62
3.5.9.1.1 - Diseño aproximado o de proyecto del árbol	63
3.5.9.2 - Diseño del árbol intermedio	64
3.5.9.2.1 - Diseño aproximado o de proyecto del árbol	65
3.5.9.3 - Diseño del árbol de salida del reductor diferencial	66
3.5.9.3.1 - Diseño aproximado o de proyecto del árbol	67
3.5.10 - Selección de la chaveta del árbol de entrada del reductor diferencial	67
3.5.10.1 - Selección de la chaveta del árbol intermedio del reductor diferencial	68
3.5.10.2 - Selección de la chaveta del árbol de salida (estriado)	69
3.5.11 - Selección de los cojinetes	70
3.5.12 - Selección del acoplamiento	70
3.6 - Mantenimiento para el reductor diferencial	71
3.7 – Análisis económico	72
3.7.1.1 - Montaje y desmontaje	72
3.7.1.2 - Importe de los árboles de salida del reductor diferencial	72
3.7.1.3 - Costo de la mano de obra que es necesario para efectuar la lubricación del sistema de transmisión	72
3.7.2 - Impacto de las averías del reductor diferencial en la producción	73
3.7.2.1 – Efecto de las averías del reductor diferencial sobre el medio ambiente	73
3.7.3 - Efectos sobre el organismo del escape de amoniaco gaseoso	74
3.7.3.1 - Riesgo para el trabajador por las averías del reductor diferencial	74
Conclusiones parciales del capítulo 3	74
Conclusiones Generales	75
Recomendaciones	76
Bibliografía	77
Anexos	79

Introducción

Con el desarrollo y avance científico técnico, alcanzado por el país en la esfera industrial, se han venido realizando nuevos estudios, trabajos e inversiones que garantizan la explotación adecuada y racional de los recursos naturales.

En este sentido en diciembre de 1972 se acordó entre los gobiernos de URSS y la República de Cuba la colaboración técnica para la rehabilitación de las fábricas niquelíferas de Moa y Nicaro.

El esquema tecnológico de la fábrica de níquel “Comandante Ernesto Ché Guevara” está basado en lixiviación – carbonato amoniacal del mineral reducido, o proceso CARON para la obtención de concentrados de Níquel y Cobalto (Ni + Co) a partir de minerales reducidos (materiales lateríticos).

La decisión de utilizar el proceso de lixiviación carbonato - amoniacal en la empresa se explica por las ventajas propias de esta tecnología. Es un proceso continuo que se realiza en las condiciones de presión atmosféricas. El equipamiento tecnológico del proceso se distingue por su sencillez y amplia utilización de los aparatos conocidos (hornos de soleras múltiples, sedimentadores o espesadores, columnas de destilación, etc.). Estas características favorecen la creación de una producción con alto nivel de mecanización y automatización.

La producción minero metalúrgica es una actividad ardua que se lleva a cabo con complejas máquinas e instalaciones generalmente de importación costosas y de difícil adquisición, lo cual, al igual que los procesos, se caracteriza por ser grandes consumidores de energía en el país.

La fábrica de níquel “Comandante Ernesto Ché Guevara” está compuesta por catorce entidades. En este proyecto se trabajó en una de ellas; la Planta de Lixiviación y Lavado, en la cual vamos a diseñar el árbol de salida de los sedimentadores Ruso y proponer un mantenimiento a causa de las continuas roturas que están ocurriendo, provocando la para del equipo y como consecuencia pérdidas económicas a la entidad.

Situación problemática

Los cambios realizado en el proceso de producción perteneciente a la UBP Lixiviación y Lavado de la Empresa “Comandante Ernesto Ché Guevara” y la explotación a la que

están sometidos los árboles de salida de los reductores diferenciales ha traído consigo continuas roturas inesperadas en los árboles de salida de este equipo, aumentando la deficiencia en el funcionamiento del reductor diferencial y el aumento de los costos de explotación y mantenimiento de la UBP Lixiviación y Lavado.

Problema

Roturas excesivas de los árboles de salida de los reductores diferenciales que accionan el mecanismo central de los sedimentadores de la UBP Lixiviación y Lavado de la Empresa "Comandante Ernesto Ché Guevara".

Objetivo General

Rediseñar los reductores diferenciales del mecanismo central de los sedimentadores de la UBP Lixiviación y Lavado de la Empresa "Comandante Ernesto Ché Guevara" que permita, un mecanismo de resistencia de los árboles y una mayor durabilidad.

Objetivos específicos

1. Identificar las causas que provocan la rotura en los árboles de salida en los reductores diferenciales que accionan el mecanismo de agitación.
2. Rediseño de los elementos que componen el reductor diferencial de la UBP Lixiviación y Lavado.
3. Proponer el sistema de mantenimiento que permita reducir la frecuencia de rotura del reductor.

Objeto de estudio

Reductor diferencial de los sedimentadores en la UBP Lixiviación y Lavado.

Campo de acción

Diseño de elemento de máquina.

Hipótesis

Si se realiza el análisis del mecanismo central de la UBP Lixiviación y Lavado, es posible rediseñar los reductores diferenciales empleados en los sedimentadores, para así aumentar la eficiencia del equipo.



Tareas

1. Establecimiento del estado del arte y sistematización de los conocimientos y teorías.
2. Diseño de los árboles de salida de los reductores diferenciales que se emplean en los sedimentadores de la UBP Lixiviación y Lavado.
3. Propuesta de soluciones
4. Propuesta del sistema de mantenimiento del mecanismo central de los sedimentadores en la UBP Lixiviación y Lavado.
5. Análisis y valoración de los resultados obtenidos.

Capítulo 1. Marco teórico. Antecedentes Investigativos

1.1- Introducción

Los reductores desempeñan un papel fundamental en la UBP de Lixiviación y Lavado pues son los encargados de reducir las velocidades angulares y elevar los momento de torsión en los tanques de sedimentación, donde los mismos poseen una gran aplicación en la producción de níquel, ya que es uno de los principales renglones de la economía Cubana. Los árboles de salida que constituyen una parte fundamental de los reductores diferenciales juegan un papel decisivo en la efectividad de dicha máquina, pues son los elementos giratorios facultados de transmitir potencia estando por ello sometidos a esfuerzos de torsión pura y casi siempre a esfuerzo combinados de torsión y flexión.

El objetivo del capítulo es:

Realizar un análisis de la bibliografía existente que permita definir el estado del arte en la temática abordada y sustentar los resultados en la investigación.

1.2- Estado del Arte

Los engranajes son uno de los elementos de máquinas más antiguos inventados por la humanidad. Realmente no se sabe a ciencia cierta cuando ni donde se utilizó el primer par de ruedas dentadas. La mayoría de la literatura técnica declara como referencia más antigua de los engranajes los escritos de Aristóteles, alrededor de los años 330 antes de nuestra era, pero de la forma tan común que los describe se puede suponer que los engranajes son conocidos mucho antes. Sin duda, los orígenes de los engranajes fueron los engranajes de linterna (ver figura. 1.1) (Gonzalo, 2001).



Figura. 1.1. Transmisión de ejes concurrentes con empleo de un engranaje de linterna.

Estos engranajes son de simple construcción y transmiten el movimiento coordinado de una rueda a otra con tan solo espigas (pasadores cilíndricos) como dientes. Dudley (1988), declara los estudios realizados permiten establecer que los engranajes de linterna pudieron ser utilizados, hace más de 2600 años, en el complejo mecanismo diferencial de una ingeniosa carreta usada como brújula en el desierto de Gabi (ver figura 1.2 - a). Otras muestras del empleo de los engranajes en la antigüedad pueden ser apreciadas en varios escritos romanos, donde es destacable el esquema de un molino de harina (ver figura. 1.2- b) y descrito por Marcus Vitruvius en el año 16 antes de nuestra era según Gonzalo (2001).

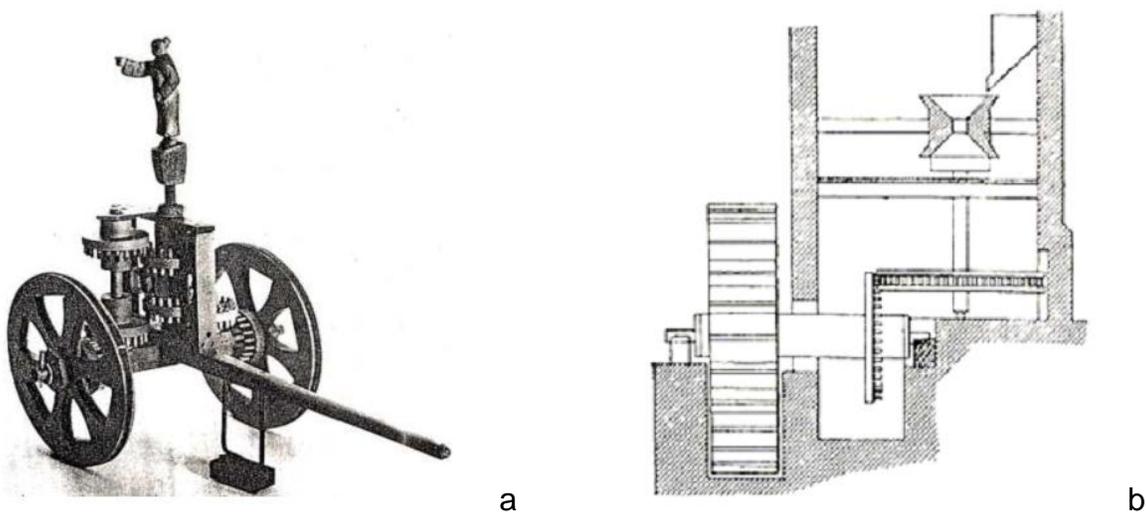
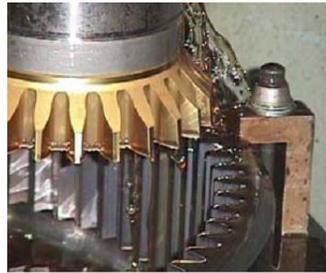


Figura. 1.2. Engranaje de linterna, a – carreta empleada con brújula, b – Esquema de un molino de harina.

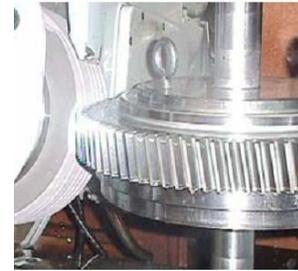
Las bases teóricas de los engranajes fueron establecidas mucho después por estudiosos de los engranajes: (Phillip, 1694), (Euler, 1764), (Willis, 1832), (Lewis, 1892). A partir del siglo XIX se inicia el desarrollo tecnológico actual de los engranajes, el cual alcanza niveles sorprendentes en el siglo XX donde la tecnología especializada en engranajes se desarrolla a una velocidad sin precedentes con la aparición continua en la escena industrial de nuevas máquinas herramientas de extraordinarias capacidades y modernos procesos de tallado de los dientes de las ruedas de engranajes. Los principales procesos de elaboración de los dientes de ruedas cilíndricas se muestran en la figura - 1.3 según Gonzalo (2001).



a Tallado de un piñón por generación con fresa madre.



b Tallado de una corona de dentado interior con un piñón mortajador.



c Rectificado por generación de los dientes de una rueda con fresa de CBN

Figura. 1.3. Procedimientos de elaboración de las ruedas dentadas.

Aunque mucho se ha escrito sobre la historia de los engranajes según Phillip (1694), Euler (1764), Willis (1832), Lewis (1892), Dudley (1988) es poco lo referido sobre los reductores de velocidad. Muchos concuerdan en declarar como el primer fabricante de una serie de reductores de velocidad a la firma estadounidense a la compañía Falk, la cual desde 1897 se ha especializado en la construcción de reductores de velocidad; y entre 1920 y 1921 desarrolló su primera serie de reductores comerciales. En 1934 el ingeniero Schmitter de la compañía Falk presentó su trabajo capacidad de carga de reductores de velocidad con engranajes cilíndricos y Bihelicoidales, siendo el primero en declarar los principios de cálculo de la capacidad de carga de los reductores de ejes paralelos tipo tándem.

1.3 – Características de los reductores de velocidad

En muchos casos las transmisiones ya examinadas se utilizan como grupos autónomos que tienen el fin de reducir el número de revoluciones del árbol conducido. En estos casos, la transmisión se aloja en una armazón rígida, independiente y hermética al aceite y al polvo, portante de cojinetes para los árboles. Si el engranaje asegura la relación de transmisión constante y sirve para reducir las velocidades del árbol conducido lleva el nombre de reductor y si la velocidad del árbol conducido puede, durante la explotación, variarse, se denomina variador (Dobrobolski, 1980).

1.3.1 - Reductores empleados para el accionamiento de máquinas

Los reductores para el accionamiento de máquinas son mecanismos que sirven para reducir las velocidades angulares y elevar el momento de torsión; se ejecutan como conjuntos sueltos. Tiene numerosos usos, sobre todo, en la construcción de máquinas

elevadoras y transportadoras, construcción de maquinarias para la metalurgia, para la industria química y construcción naval (Reshetov, 1985).

1.3.2 - Clasificación de los reductores de velocidad

Existen diferentes tipos de reductores de velocidad, y cada uno tiene su propia función, por ejemplo, un tipo de reductor de velocidad se aplica para reducir la velocidad del eje de entrada. Esto es muy popular en transmisión automática y son similares a la vista a una bomba de engranaje exterior. Este tipo de reductor de velocidad disminuye la rotación de los engranajes, mediante la producción de más fuerza de torsión, trae mejor rendimiento en reducir la velocidad por revoluciones por minutos. Los reductores de velocidad se utilizan en casi todos los fabricantes automotrices grandes en las transmisiones, posibilitando el transporte de mayor fuerza, pero sin aumentar el coste de energía y con menores desgastes (Portolés, 2012).

Los reductores de velocidad se suelen clasificar de un modo bastante anárquico, solapándose en algunos casos las definiciones de modo intrínseco y en otros casos hay que usar diversas clasificaciones para definirlos; los reductores se pueden clasificar por la tipología de sus engranajes, las clasificaciones más usuales según Portolés (2012) son:

1. Sin fin-Corona
2. Engranajes
3. Planetarios

Según su relación de transmisión y el número de revoluciones los reductores posee amplia gama de uso por lo que según Reshetov, (1985) se clasifican en:

1. Reductores de escalones únicos
2. Reductores de tres escalones
3. Reductores cónicos
4. Reductores coaxiales

1.3.2.1 - Caracterización de los reductores de velocidad

Los reductores de velocidad de Sin fin – Corona es quizás el tipo de reductor de velocidad más sencillo, se compone de una corona dentada, normalmente de bronce en cuyo centro se ha embutido un eje de acero (eje lento), esta corona esta en contacto permanente con un husillo de acero en forma de tornillo sin - fin. Una vuelta del tornillo sin fin provoca el

avance de un diente de la corona y en consecuencia la reducción de velocidad. La reducción de velocidad de una corona sin fin se calcula con el producto del número de dientes de la corona por el número de entradas del tornillo sin fin (Dobrobolski, 1980). Paradójicamente es el tipo de reductor de velocidad más usado y comercializado a la par que todas las tendencias de ingeniería lo consideran obsoleto por sus grandes defectos que son, el bajo rendimiento energético y la pérdida de tiempo entre ciclos (Aneiros, 1983). Los reductores de engranajes son aquellos en que toda la transmisión mecánica se realiza por pares de engranajes de cualquier tipo, excepto los basados en tornillo sin fin. Sus ventajas son el mayor rendimiento energético, menor mantenimiento y menor tamaño (Rodríguez, 2000).

El sistema de reducción de velocidad de cicloidal se basa en un principio ingeniosamente simple según Aneiros (1983) son:

1. El reductor de velocidad sólo tiene tres partes móviles
2. El eje de entrada de alta velocidad con una leva excéntrica integral y un conjunto de cojinete de rodillo.
3. El disco cicloidal y el conjunto del eje de salida de baja velocidad.
4. La acción de rodamiento progresiva y pareja de los discos cicloidales eliminan la fricción y los puntos de presión de los engranajes convencionales.
5. Todos los componentes que transmiten el par de torsión de Cicloidal ruedan y están dispuestos en forma simétrica alrededor del eje para una operación equilibrada, pareja y silenciosa.

Los reductores planetarios se distinguen por su capacidad, dando grandes relaciones de transmisión y en muchos casos sustituyen felizmente los reductores comunes de engranajes y por tornillo sin fin (Dobrobolski, 1980). Los reductores planetarios son reductores de engranajes con la particularidad de que no están compuestos de pares de engranajes sino de una disposición algo distinta, y sirve para diferentes tipos de variaciones de velocidad. Se llama planetarios las transmisiones (engranajes) que llevan las ruedas dentadas con ejes geométricos desplazable. El movimiento de estas ruedas que se llaman planetarios o satélites, es semejante al de los planetas, por lo que han recibido sus nombres. Los satélites van rodando por la rueda central que tiene engranajes exterior o interior. Los ejes de los satélites se sujetan a un portasatélite y, junto con este,

giran alrededor del eje central. Si giran todos los árboles, el mecanismo se llama diferencial y se utiliza para componer y descomponer los movimientos (Dobrobolski, 1980).

Los reductores también se clasifican según la cantidad de escalones con bajas relaciones de transmisiones se utilizan reductores de escalón único. Las relaciones de transmisión se eligen no más que 8-10 (habitualmente, hasta 6,3) para evitar el aumento de los dimensiones exteriores. Principalmente están extendidas los reductores de 2 escalones (sus demandas se valoran en 65 %). Para estos reductores son típicas las relaciones de transmisiones de 8 a 40. En caso de relaciones de transmisiones más altas que los indicados se emplean reductores de 3 escalones no obstante, existen la tendencia a sustituirlos por reductores planetarios más compactos. Si es necesario la perpendicularidad mutua de los árboles de entrada y de salida y con bajas relaciones de transmisión se emplean reductores cónicos y en caso de alta relación de transmisión reductores combinados cónicos y cilíndricos (Reshetov, 1985).

1.4 - Elementos que componen un reductor diferencial

En la figura 1.4. Se muestran los componentes pertenecientes al mecanismo central de los Sedimentador en la UBP Lixiviación y Lavado, los mismos poseen lo siguiente:

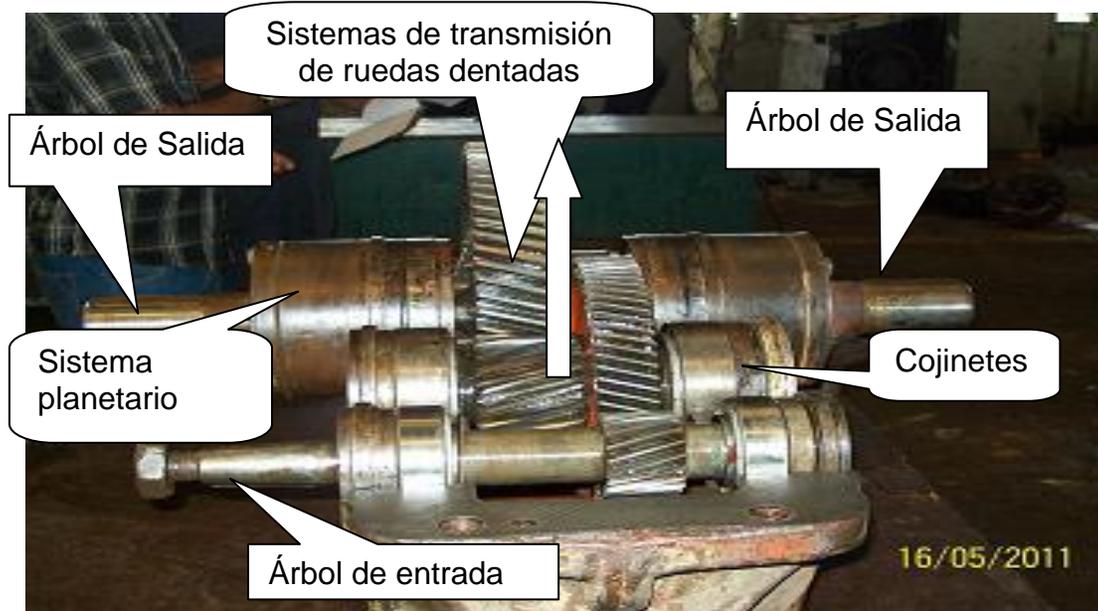


Figura 1.4. Componentes del Reductor diferencial

1.4.1 – Exigencias para la elaboración de los componentes principales del reductor diferencial

Las exigencias principales que deben reunir los materiales para la elaboración de los componentes principales del reductor diferencial son las siguientes:

1. Alta resistencia al desgaste y superficial.
2. Coeficiente de rozamiento lo suficiente alto, para evitar que se originen grandes fuerzas de presión entre los cuerpos.
3. Módulo de elasticidad bastante alto, para evitar que se produzcan elevadas pérdidas por rozamiento relacionadas con las dimensiones del área de contacto.
4. En el caso de las ruedas por fricción, es de buen criterio siempre que sea posible por el costo operativo, que el piñón sea el de menor dureza, es decir de menor resistencia al desgaste y de elevado coeficiente de fricción.

1.5 - Descripción del sistema de accionamiento del objeto de trabajo

El accionamiento parte de un motor eléctrico de 5.5 Kw. y 1160 rpm el cual posee una polea de 160 mm de diámetro para 3 correas que pueden ser de 200,250 o 300 mm de diámetro las que le transmiten movimiento a un reductor diferencial de 2 etapas el cual por sus 2 ejes de salida mediante acoplamiento (entre 2 collar dentado) van a los reductores por tornillo sin - fin los cuales se encargan de accionar a la catalina que es la cual tiene fijada los brazos que remueven el lodo contenido en el sedimentador.

1.6 - Beneficios del empleo de reductores de velocidad

Los reductores de velocidad son mecanismos que sirven para reducir las velocidades angulares y elevar los momentos de torsión; se ejecutan como conjuntos sueltos. Tienen numerosos usos, sobre todo, en la construcción de maquinarias para la metalurgia, para la industria química, construcción naval, etc (Reshetov, 1985).

Los reductores ó motorreductores son apropiados para el accionamiento de toda clase de máquinas y aparatos de uso industrial, que necesitan reducir su velocidad en una forma segura y eficiente (Reshetov, 1985).

Al emplear reductores o motorreductores se obtiene una serie de beneficios sobre estas otras formas de reducción. Algunos de estos beneficios (Reshetov, 1985) son:

1. Una regularidad perfecta tanto en la velocidad como en la potencia transmitida.

2. Una mayor eficiencia en la transmisión de la potencia suministrada por el motor.
3. Mayor seguridad en la transmisión, reduciendo los costos en el mantenimiento.
4. Menor espacio requerido y mayor rigidez en el montaje.
5. Menor tiempo requerido para su instalación.

1.7 – Caracterización de los engranajes en los reductores de velocidad

El engranaje fue invención de Leonardo da Vinci (1452-1519), que además de ser artista fue también un gran escultor, arquitecto, físico, escritor, músico e ingeniero, educado en la escuela florentina y al engranaje le llamo rueda dentada. El engranaje de ruedas tiene por objeto transmitir la rotación de un eje a otro eje. La rueda que recibe el movimiento se denomina "conductora", y la que engrana con ella "conducida". Cuando los ejes son paralelos, los engranajes reciben el nombre de planos; si los ejes se cortan, de ángulo o cónicos y si se cruzan, de hiperboloides. De los engranajes planos, los más interesantes son los cilíndricos que los mismos están constituidos por dos ruedas dentadas, que engranan entre sí. El perfil de un diente debe ser la envolvente del otro, o lo que es lo mismo que la normal en cada uno de los puntos de contacto por los que pasan los dientes en el movimiento, pasen por el de tangencia de los círculos primitivos. Esta condición básica es la que ha permitido la construcción de las formas tan extrañas de engranajes que conforman la colección (Portolés, 2012).

1.7.1 - Clasificación de los engranajes en los reductores de velocidad

Una transmisión por engranaje (o simplemente engranaje) es un mecanismo que con ayuda del engranaje transmite o convierte el movimiento cambiando las velocidades angulares y los momentos (Reshetov, 1985).

Los engranajes se emplean para transmitir el movimiento de rotación entre árboles paralelos, árboles que se cortan y árboles que se cruzan, así como para transformar el movimiento de rotación en movimiento de avance y viceversa (Reshetov, 1985) y los mismos se clasifican en:

- ✓ Cremallera recta: Un engranaje recto que tiene dientes rectos los cuales forman ángulos rectos con la dirección del movimiento.

- ✓ Engranajes helicoidales: Un engranaje helicoidal de forma cilíndrica y dientes helicoidales. Los engranajes helicoidales paralelos operan sobre ejes paralelos y, cuando ambos son externos, las hélices tienen sentido contrario.
- ✓ Engranajes con dientes helicoidales angulares: Cada uno de ellos tienen dientes helicoidales con hélice hacia la derecha y hacia la izquierda, y operan sobre ejes paralelos. Estos engranajes también se conocen como de espinas de pescado.
- ✓ Engranajes con hélices cruzadas: Estos engranajes operan sobre ejes cruzados y pueden tener dientes con el mismo sentido o con sentido opuesto. El término de engranajes de hélices cruzadas ha reemplazado el antiguo de engranaje en espiral.
- ✓ Engranajes de tornillo sin fin: Es el engranaje que se acopla a un tornillo sin fin. Se dice que un engranaje de un tornillo sin fin que se acopla a un tornillo de este tipo cilíndrico es de una sola envolvente.
- ✓ Engranajes con tornillo sin fin cilíndrico: Es una forma de engranaje helicoidal que se acopla a un engranaje de tornillo sin fin.
- ✓ Engranajes de tornillo sin fin de doble envolvente: Este comprende tornillos albardillados sin fin, acoplado a un engranaje de tornillos sin fin.
- ✓ Engranajes cónicos: Tienen forma cónica y operan sobre ejes que se interceptan y forman por lo común ángulos rectos.
- ✓ Engranajes cónicos rectos: Estos engranajes tienen elementos rectos de los dientes los cuales si se prolongaran, pasarían por el punto de intersección de los ejes.
- ✓ Engranajes cónico helicoidales: Tienen dientes curvos y oblicuos.
- ✓ Engranajes hipoides: Semejantes, en su forma general, a los engranajes cónicos; los engranajes hipoides operan sobre ejes que no se interceptan.

1.8 - Caracterización de las transmisiones poleas y correas

La transmisión por correa consta de una polea conductora y otra conducida y de una correa montada sobre las poleas con tensión, correa que transmite la fuerza circunferencial por rozamiento. Son posibles las transmisiones con dos o tres poleas conducidas (Reshetov, 1985).

Las poleas y correas, según Portolés (2012), son organismos mecánicos que tienen por finalidad en conjunto de transmitir movimiento de rotación entre ejes, ya sean estos

paralelos o no, a una relativa distancia entre ellos, con la ayuda de rozamiento o de fricción (deslizamiento).

1.8.1- Elementos que componen las transmisiones poleas correas en reductores

En una transmisión por poleas (Portolés, 2012) hay que distinguir; la polea conductora, que es la que transmite la fuerza, la polea conducida es aquella que recibe la fuerza y un tercer elemento que a veces se ocupa, que es polin tensor, el cual aumenta el ángulo de contacto, mejorando la fricción y como último componente, la o las correas.

Las partes que componen una polea son las siguientes:

- ✓ Llanta, que es la superficie donde se apoya la correa.
- ✓ Maso cuño, que es aquella parte que esta destinada a abrazar al árbol en forma fija mediante una chaveta.
- ✓ Rayos, son aquellos que unen la masa con la llanta.

1.8.2- Características de las poleas en los reductores de velocidad

Las características de las poleas, (Portolés, 2012) varían según su diámetro, el puede ser pequeño, mediano y grande. En la polea de pequeño diámetro se confunde la llanta con la masa, desapareciendo los rayos. En la polea de diámetro mediano, los rayos se unen en tal forma que quedan formando un disco agujereado.

- ✓ Las poleas de grandes diámetros se construyen con rayos de diferentes formas y secciones.
- ✓ Las poleas pueden ser de llanta plana o acanalada.
- ✓ Las poleas de llantas plana en la practica no son planas, porque si así lo fueran, las correas saltarían de su lugar, por este motivo se fabrican con una conicidad de uno a tres grados; desplazando a ambos lados de la llanta.
- ✓ Las poleas de llanta acanalada están ideadas para trabajar con correas en V, (trapezoidales)
- ✓ El ángulo de estas canales es de 34, 36, y 40 grados, indistintamente.
- ✓ El número de canales esta limitado según la fuerza a transmitir.

1.9 - Árboles empleados en elementos de máquina

Se conocen como árboles (Rodríguez, 2000 Reshetov, 1987) a los elementos giratorios encargados de transmitir potencia, estando por ello sometidos, a veces, a esfuerzos de torsión pura y casi siempre a esfuerzo combinados de torsión y flexión.

El esfuerzo de torsión se produce al transmitir torque y la flexión debido a las fuerzas radiales que aparecen según sea la forma como se transmite la potencia a otro árbol (mediante acoplamientos, cadenas de transmisión, correas planas y trapeciales, por medio de engranajes y otros).

Los árboles, en general, quedan expuestos a esfuerzos de fatiga, especialmente en flexión. Los árboles generalmente son redondos y escalonados aunque también existen árboles acodados como cigüeñales y árboles flexibles.

1.9.1- Clasificación de los árboles y ejes

La forma constructiva de los árboles se determina de acuerdo a su destinación, según sea el carácter y la magnitud de las cargas aplicadas sobre ello, por el procedimiento que se emplea de sujeción de la pieza asentada sobre él y de acuerdo con las condiciones de montaje del conjunto, la tecnología de fabricación, entre otras (Dobrobolski, 1980).

Esto se obtiene cilindrando una barra redonda laminada o forjada con el subsiguiente rectificado de las partes para la colocación de otros elementos; los árboles que deben trabajar con cargas pesadas se rectifican por toda su longitud para garantizar el mayor acabado superficial.

En los árboles de muchos escalones, el empleo sólo de diámetros normalizados puede crear dificultades; en estos casos, los sitios que vayan sin elementos ajustados se pueden hacer de diámetros no estándares.

Al determinar la forma del árbol escalonado conviene designar los diámetros de las secciones de modo que cada una de las piezas que se coloquen en aquel pasee sin forzamiento por el árbol hasta de asiento (ver figura 1.5).



Figura 1.5. Árbol escalonado de 7 secciones (fuente: González, 2009)

La longevidad de cada sector portante de un árbol escalonado depende de la longevidad del cubo de pieza a asentar. Por la forma del eje geométrico del árbol se distinguen los árboles rectos y acodados (cigüeñales) mostrados en la figura 1.6 a y b.

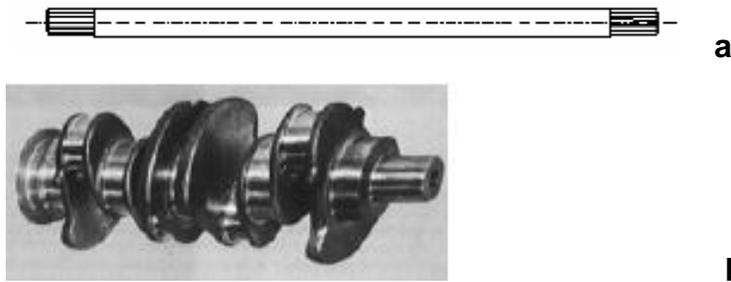


Figura 1.6. Árbol recto y árbol acodado (a) árbol recto, (b) árbol acodado (cigüeñal) fuente: Gonzáles, 2009)

Los árboles cigüeñales se emplean siempre que se requiera transformar en una máquina el movimiento alternativo en movimiento giratorio y viceversa. Los árboles cigüeñales son característicos de construcciones especiales (Dobrobolski, 1980).

Los árboles pueden ser enterizos o huecos, en los últimos años los árboles huecos se emplean con más frecuencia. Ante todo, esto se explica por la disminución esencial de la masa de pieza y por la menor sensibilidad a la concentración de esfuerzos.

En la mayoría de los casos la rotura se produce por causas de fatiga las cuales pueden ser, aprecio incorrecto de la influencia de concentración de tensiones condicionadas por la forma constructiva de la pieza, concentración de tensiones condicionadas por la circunstancia del carácter tecnológico o de funcionamiento (escotes huellas del maquinado, picaduras entre otras) y alteración de la normas de explotación (Dobrobolski, 1980).

Los árboles y ejes, para garantizar un buen funcionamiento de los cojinetes, deben tener alta dureza y buen acabado superficial. Los aceros de medio carbono, con un adecuado tratamiento térmico, garantizan esas propiedades y son muy usados en la construcción de árboles y ejes (pueden tener una dureza de 40 a 50 HRC). Para algunas aplicaciones se emplea hierro fundido de alta resistencia. Cuando se necesita árboles del menor diámetro, se utiliza aceros aleados, con la aplicación de un tratamiento térmico o termoquímico, donde es posible alcanzar una dureza superficial de 55 a 60 HRC (Dobrobolski, 1980).

1.9.2 –Características de los árboles y ejes

Los ejes, son elementos destinados a que una o más ruedas puedan girar libremente, como es el caso de ejes de vagones de ferrocarril y los ejes delantero de automóviles de tracción a las ruedas traseras. Los ejes no transmiten potencia y por ello están sometidos solamente a esfuerzo de flexión, con efecto de fatiga los ejes de vagones y sin efecto de fatiga los ejes de automóviles, los ejes pueden ser redondos y giratorios tal como son los vagones, obtener otra forma y ser estacionarios, como es el caso de los ejes de automóviles (Dobrobolski, 1980).

1.10 - Estructura de los cojinetes de rodamientos

Un cojinete de rodamiento está constituido por un conjunto de esferas que se encuentran unidas por un anillo interior y uno exterior, el rodamiento produce movimientos al objeto que se coloque sobre este y se mueva sobre el cual se apoya (Reshetov, 1985).

Los rodamientos se denominan también cojinetes antifricción. Teóricamente, estos no necesitan lubricación ya que las bolas o rodillos ruedan "sin deslizamiento" dentro de una pista. Sin embargo, como la velocidad de giro del eje no es nunca exactamente constante, las pequeñas aceleraciones producidas por las fluctuaciones de velocidad producen un deslizamiento relativo entre bola y pista. Este deslizamiento genera calor. Para disminuir esta fricción se lubrica el rodamiento creando una película de lubricante entre las bolas y las pistas de rodaduras (Reshetov, 1985).

Los cojinetes de rodamiento son elementos que dispuestos como soporte o vínculos de un árbol, permite la rotación del mismo dentro de el, guiando dicha rotación. Siendo los puntos constructivos de los cuerpos sometidos a rotaciones los que describen trayectorias circulares, resulta la superficie cilíndrica como la que presentan las mejores condiciones para el contacto entre el árbol y el cojinete, de ahí que tanto el árbol en su zona de contacto con el cojinete como la superficie interior de este y en la cual el árbol se apoya para su rotación, resulta cilíndricos. A la parte del árbol que hace contacto con el cojinete se llama gorrón o muñón del mismo (Reshetov, 1985).

Los nombres cojinetes de rodamiento (o simplemente, rodamiento) y cojinete antifricción se emplean para describir la clase de soporte de eje en el que la carga principal se transmite a través de elementos que están en contacto rodante y no deslizante. En

cojinetes de rodadura la fricción inicial es aproximadamente igual a dos veces la fricción en marcha y resulta despreciable en comparación con el rozamiento inicial en un cojinete de casquillo o chumacera. La carga, la velocidad y la viscosidad de operación del lubricante afectan las características friccionales de un cojinete de rodamiento (Aneiros, 1983).

Aunque no es muy correcto el nombre de cojinete antifricción, se usa comúnmente en el argot industrial.

Existen varios tipos de cojinetes utilizados en casi la totalidad de las máquinas y según Reshetov (1985) se dividen en cojinetes de deslizamiento y cojinete de rodadura.

1.10.1 - Cojinetes de rodaduras empleados en los reductores

Los cojinetes de rodaduras son los que permiten la rotación del árbol por la interposición de elementos rodantes lo más rígidos posible (cuando menos deformables, los mismos mejor cumplen su función) entre ambos, utilizan pistas o aros intermedios (funcionalmente no necesarias) o no; verificándose un movimiento indirecto de rodadura entre cojinetes y el árbol es decir, el árbol rueda sobre los elementos rodantes y estos ruedan sobre la superficie interior del cojinete, describiendo un movimiento satelital según Reshetov (1985).

1.11 - Características de diseño de los componentes en los reductores

El diseño mecánico está dirigido a obtener objetos y sistemas de naturaleza mecánica: máquinas, aparatos, estructuras, dispositivos e instrumentos. Cuando se usa la expresión consideración del diseño se está refiriendo a una características que influye en el plano de un elemento o, quizás en todo el sistema. Generalmente se tiene que tomar en cuenta varios de estos factores en un caso de delineación determinado. Algunos de los más importantes son los siguientes: resistencia, confiabilidad, propiedades térmicas, corrosión, desgastes, fricción (rozamiento), procesamiento utilidad, costo, seguridad, peso, duración, ruido estilización, forma, tamaño, flexibilidad, control, rigidez, acabado de superficies, lubricación, mantenimiento, volumen y responsabilidad legal (Baranóv, 1985).

Algunos de estos procesos se refieren directamente a las dimensiones, al material, al procesamiento o proceso de fabricación, o bien a la unión o ensamble de los elementos del sistema (Baranóv, 1985). Un problema de diseño no es un problema hipotético en

absoluto. Todo diseño tiene un propósito concreto: la obtención de un resultado final al que se llega mediante una acción determinada o por la creación de algo que tiene realidad física. En ingeniería diseño es el proceso en el que se utiliza principios científicos y métodos técnicos (matemáticos, computación electrónica, métodos gráficos y lenguaje común) para llevar a cabo un plan que satisfaga cierta necesidad o demanda (Baranóv, 1985).

1.12 - Lubricación de las transmisiones de engranajes encerrados

Según Malishev (1988), los materiales lubricantes se destinan para asegurar un largo plazo de vida de las partes con roce en las máquinas. El líquido lubricante se suministra a las superficies con rozamiento de las piezas de la máquina creando entre esas superficies unas películas líquidas, que disminuyen el área de contacto metálico inmediato y de esa manera se reduce el coeficiente de rozamiento y, por consiguiente, la pérdida de potencia de la máquina. Además el líquido lubricante, fluyendo entre las superficies con roce, aumenta la evacuación del calor creando en las partes con roce las condiciones normales de trabajo.

El coeficiente de rozamiento de las superficies no lubricadas es aproximadamente igual a (0,1 – 0,5); cuando las superficies están separadas por medio de una capa de lubricante ininterrumpida, el coeficiente de rozamiento no sobrepasa (0,002 – 0,01). En el último caso las pérdidas de trabajo o de potencia de la máquina son aproximadamente 50 veces menores (Malishev, 1988).

La lubricación inapropiada es una de las causas principales de falla en las transmisiones a base de engranajes, deben seguirse las instrucciones del fabricante de los engranajes para asegurar la operación apropiada. La unidad de engrane debe drenarse y limpiarse con un aceite lavador, después de transcurridos 4 semanas de operación inicial. Para volver a llenarla puede utilizarse el lubricante original filtrado, o bien un lubricante nuevo. Para operación normal los cambios de aceite deben hacerse después de cada 2500 horas de servicio. Deben llevarse a cabo verificaciones periódicas de los niveles del aceite, aceiteras y accesorios para grasa. Si se está utilizando lubricación a presión, debe vigilarse con frecuencia el funcionamiento apropiado de la bomba, del filtro y del enfriador (Portolés, 2012).



Conclusiones parciales del capítulo 1

El análisis de las fuentes bibliográficas consultadas permite plantear que:

- ✓ La bibliografía consultada aporta información sobre las características tanto generales como técnicas del reductor diferencial ubicado en la UBP de Lixiviación y Lavado.
- ✓ El análisis bibliográfico permitió conocer las características principales del funcionamiento del reductor diferencial ubicado en la UBP de Lixiviación y Lavado, así como la clasificación de dichas máquinas.

Capítulo 2. Materiales y Métodos

2.1 - Introducción

Para el desarrollo de los conceptos fundamentales relacionados con la metodología de cálculo para el análisis del diseño de los componentes del reductor diferencial, es necesario tener en cuenta varios parámetros, los mismos son lo que determinan los niveles normales de rendimiento de estas máquinas en condiciones de operación. Los procedimientos desarrollados en este capítulo van encaminados a lograr un flujo de información asociado a los cálculos ingenieriles y criterios tecnológicos relacionados con la delineación de los elementos de máquinas.

En este capítulo se plantea como **objetivo**:

Establecer las bases para rediseñar los reductores diferenciales empleados en los sedimentadores de la UBP Lixiviación y Lavado, así como los principales elementos que lo componen.

2.2 - Análisis de la disponibilidad de los reductores diferenciales

Para el análisis de la disponibilidad de los reductores diferenciales pertenecientes al mecanismo central de los tanques de sedimentación en la UBP Lixiviación y Lavado, es necesario tener en cuenta la frecuencia de averías que estos han manifestado, valorándolas en un tiempo de 4 años. La forma de avería y el tipo de fallo se infiere a partir del análisis según los datos disponibles en dependencia de las condiciones de operación de cada reductor, por lo que es de vital importancia la determinación de la frecuencia con que se produce cada fallo del equipo para poder establecer su influencia en la durabilidad.

Con un análisis exhaustivo y teniendo en cuenta el estado de envejecimiento de estos equipos, se pueden determinar las afectaciones en la longevidad (vida útil) de cada uno considerando las condiciones normales de trabajo.

Para efectuar el análisis se muestrearon 4 años de funcionamiento de cada reductor diferencial donde quedaron definidos los tiempos de durabilidad promedio de cada equipo.

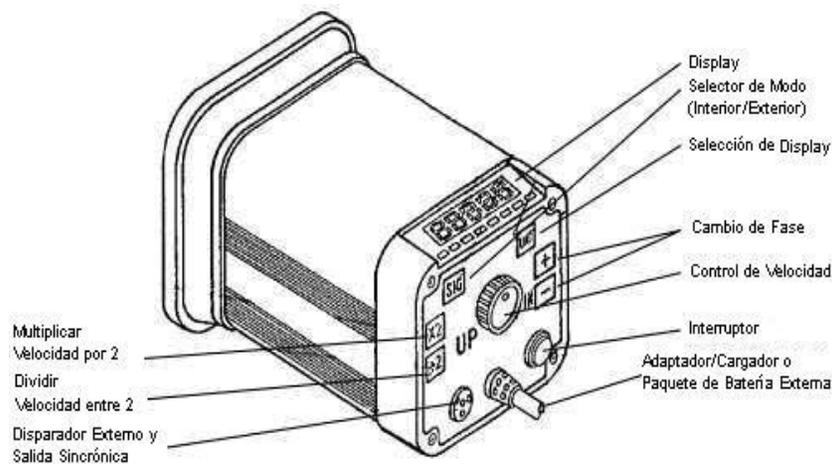
2.3 - Materiales y equipamiento empleados en las mediciones

Generalmente en una máquina cuando se quiere comprobar su estado funcional por medio de la medición de sus parámetros de operación, se utilizan equipos especiales que son destinados para este fin.

Para la medición de la frecuencia de rotación de máquinas dinámicas se emplean instrumentos como el medidor de velocidad por contacto o tacómetro y la lámpara estroboscópica (ver figura 2.1), esta última se utilizó para medir la velocidad de rotación del árbol de entrada y salida del reductor diferencial, la cual está disponible en el departamento de mantenimiento de la Empresa "Comandante Ernesto Che Guevara" y posee las siguientes características:

- ✓ Rango de flasheo de 40 – 35 000 FPM
- ✓ Display de 5 dígitos con LED rojo
- ✓ Temperatura de operación en un rango de 0 – 40 °C
- ✓ Dimensiones de 250 x 120 x 120

Figura 2.1. Lámpara Estroboscópica marca Shimpo, modelo DT – 315A



Las mediciones de los parámetros geométricos se realizaron con el empleo de los siguientes instrumentos:

Para la medición de los diámetros de los escalones de los árboles se empleó el Micrómetro Palmer, según el rango de medición (25 - 50 mm; 50 - 100 mm).

La medición de las longitudes del árbol y de sus escalones se empleó el Calibre Vernier, el que posee rango de medición de 0 - 200 mm.

La cinta métrica de 3 m permitió tomar las restantes mediciones con un rango de error aceptable para la longitud medida.

2.4 - Análisis químico y determinación de elementos de aleación

La comprobación de la composición química de las muestras del acero AISI 3140 se realizó empleando un espectrómetro cuántico de masa Espectrolab 2030 con electrodo de carbón bajo arco sumergido en atmósfera de argón, perteneciente al taller de fundición de la empresa Mecánica del Níquel. Donde dimos lugar al análisis de una probeta perteneciente a uno de los árboles averiados de los reductores diferenciales de la UBP Lixiviación y Lavado, estos árboles son la principal causas de averías de estos equipos por lo que el mismo había sido fabricado en la empresa Mecánica del Níquel.

2.5 - Análisis cinemático y dinámico

Para la realización del análisis cinemático y dinámico del reductor diferencial es necesario tener el número de revoluciones que entran al reductor, la cantidad de dientes de cada rueda en los distintos escalones del reductor, para así poder calcular las relaciones de transmisión y efectuar el diseño de los componentes del equipo a trabajar.

En el mecanismo central del sedimentador ubicado en la UBP de Lixiviación y Lavada de la empresa "Comandante Ernesto Ché Guevara" dispone de un conjunto de mecanismo que transmiten el movimiento proporcionando por el motor hasta la entrada del reductor por una transmisión polea correa, como el reductor es de dos escalones transmite las potencias y las velocidades angulares por medio de transmisiones de engranajes oblicuos dando lugar a el sistema planetario que el mismo en su transmisión cónica acopla a los árboles de salida del reductor.

2.5.1 - Cálculo cinemático y dinámico del reductor diferencial

Al diseñar un sistema de transmisión, el ingeniero o el técnico especialista se encargará de que estos cálculos sean los más preciso posible, para el caso que se analiza hay que considerar que los primeros dos escalones poseen transmisiones oblicuas y el planetario tiene una transmisión cónica (Dobrovolski, 1980).

2.5.1.1 – Determinación de la relación de transmisión polea - correa

Debido al deslizamiento elástico y arrastre de las correas, la razón de las velocidades angulares entre los ejes no es constante ni exactamente igual a la razón del diámetro de las poleas (Shigley, 2001). Si se desea puede ser considerado el efecto del deslizamiento elástico en el cálculo de la relación de transmisión real, según Dobrovolski, (1980):

$$i = \frac{n_1}{n_2(1-s)} = \frac{D_2}{D_1(1-s)} \quad (2.1)$$

Donde:

n_2 - número de revoluciones de entrada al reductor; rev/min

n_1 - número de revoluciones del motor; rev/min

s.- es el coeficiente de deslizamiento, en correas trapezoidales de tejido cord.....0,02.

2.5.1.2 - Cálculo de la relación de transmisión

La relación en el primer escalón está dada por la cantidad de dientes del piñón y de la rueda por lo que, según Baranóv (1985):

$$i_{1..n} = \frac{z_2}{Z_1} \quad (2.2)$$

Donde:

Z_1 - número de dientes del piñón

Z_2 - número de dientes de la rueda

2.5.1.3 - Potencia de entrada al reductor

Para la obtención de la potencia de entrada del reductor es necesario tener la potencia de salida del motor y multiplicarlo por los rendimientos al que esté sometido, en este caso es con el rendimiento de la polea correa que, según Baranóv (1985) plantea:

$$N_2 = N_1 \cdot \eta_{p-c}; [kW] \quad (2.3)$$

Donde:

N_1 - potencia del motor; [kW]

η_{p-c} - rendimiento de la transmisión polea correa

2.5.1.3.1 - Potencia en el árbol intermedio entre los escalones

Para la obtención de esta potencia es necesario poseer el rendimiento de los cojinetes, así como el de los engranes y la potencia dos, el cual da lugar a la siguiente ecuación (Baranóv, 1985):

$$N_3 = N_2 \cdot \eta_{engrane} \cdot (\eta_{cojinetes}^2) [kW] \quad (2.4)$$

Donde:

N_2 – potencia de entrada al reductor; kW

$\eta_{engrane}$ - rendimiento de los engranajes

$\eta_{cojinetes}$ – rendimiento de los cojinetes

2.5.1.3.2 - Potencia de salida en el escalón

La potencia de salida en el escalón dos, según Baranóv (1985) se calcula mediante los rendimientos de los engranes y los rendimientos de los cojinetes, con la potencia intermedia entre los dos escalones se plantea lo siguiente:

$$N_2 = N_1 \cdot \eta_{engrane} \cdot (\eta_{cojinetes}^2) [kW] \quad (2.5)$$

Donde:

N_3 – potencia en el árbol intermedio; kW

$\eta_{engrane}$ - rendimiento de los engranajes

$\eta_{cojinetes}$ - rendimiento de los cojinetes

2.5.1.4 - Determinación del número de revoluciones de entrada al reductor

Para el cálculo del número de revoluciones de entrada al reductor diferencial es necesario obtener el número de revoluciones del motor eléctrico, la relación de transmisión de la polea correa y el coeficiente de deslizamiento, por lo que según Baranóv (1985) plantea lo siguiente:

$$n_2 = \frac{n_1}{i_{p-creal}(1-s)} [rev/min] \quad (2.6)$$

Donde:

n_1 - número de revoluciones del motor; [rev/min]

s - es el coeficiente de deslizamiento, en correas trapezoidales de tejido cord.....0,02.

i – relación de transmisión de la polea correa

2.5.1.4.1 - Número de revoluciones del árbol intermedio del reductor diferencial

Para el cálculo del número de revoluciones del árbol intermedio es necesario tener los números de dientes del piñón y de la rueda del primer escalón y el número de revoluciones de entrada del reductor, por lo que según Baranóv, (1985) se plantea lo siguiente:

$$n_3 = \frac{Z_1 \cdot n_2}{Z_2}; [\text{rev/min}] \quad (2.7)$$

Donde:

Z_1 - número de dientes del piñón

Z_2 - número de dientes de la rueda

2.6 - Diseño de los elementos principales del reductor diferencial

Para la determinar la distancia interaxial entre los ejes de los engranajes con transmisión oblicua se toman ciertos parámetros rigurosos; por lo que el cálculo es análogo al engranaje cilíndrico de dientes rectos, pero con algunas consideraciones (Dobrobolski, 1980).

Las fórmulas de cálculo, para verificar la resistencia de contacto y para determinar la distancia interaxial entre los ejes de los engranajes helicoidales, según González y Rodríguez (2009), son las siguientes:

$$a_w \geq (i+1) \sqrt[3]{\left(\frac{1085 \cdot Z_h}{[\sigma]_T \cdot i}\right)^2 \frac{K_{at} \cdot K \cdot M_{tor2}}{\Psi_a}}; [mm] \quad (2.8)$$

Donde:

K_{at} : Coeficiente que considera irregularidad de distribución de la carga entre los dientes dentro de la gama de velocidades de 1-20 m/s, debido al empeoramiento de la capacidad de adaptación funcional; Tabla No 2,1.

El coeficiente de carga K es cómodo representarlo como el producto de dos coeficientes:

$$K = K_{\alpha} K_v$$

Donde:

K_{α} .- es el coeficiente de concentración de la carga

K_v .- es el coeficiente de carga dinámica

Para los cálculos preliminares es admisible tomar $K = 1,3 - 1,5$; los valores menores conviene elegirlo si la disposición de las ruedas en los árboles es próxima a la simétrica y se toman; los valores ascendientes se seleccionan si está en disposición asimétrica.

El coeficiente Z_h para los cálculos simplificados con $Z_1 \geq 20$; teniendo en cuenta los datos experimentales, se toma $Z_h = 0,80$; lo que corresponde a un aumento del 80% de la capacidad de trabajo de los engranajes helicoidales, por su resistencia de contacto. Con $Z_1 \geq 20$ el producto $1085 Z_h \cong 870$.

Al diseñar un engranaje nuevo suele fijarse la relación entre la anchura de las ruedas y la distancia interaxial $\Psi_a = \frac{b}{a_w}$. Los valores de Ψ_a de los engranajes reductores, fabricados de

acero mejorado y dispuesto de modo asimétrico, se recomienda tomar igual a 0,315 - 0,4; de acero templado igual a 0,25 - 0,315; si su disposición es simétrica respecto a los apoyos, por lo que $\Psi_a = 0,4 - 0,5$ donde despejando se obtiene la siguiente ecuación:

$$b = \Psi_a \cdot a_w; [mm] \quad (2.9)$$

La tensión admisible por contacto $[\sigma]_T$ durante el trabajo prolongado y con diámetro $d_a \leq 700$ mm se obtiene por la siguiente ecuación:

$$[\sigma]_T = \frac{\sigma_{oi} \cdot Z_R}{n}; [MPa] \quad (2.10)$$

Donde: σ_{oi} - es el límite de fatiga de las capas superficiales de los dientes por contacto que se determina por la dureza media (Tabla No 2.2) según Gonzáles y Rodríguez (2009); n - es el coeficiente de seguridad que puede tomarse para consecuencias graves de fallos entre (1,2 - 1,35).

Z_R - es el coeficiente que considera la aspereza de las superficies y que se selecciona en función del grado de aspereza de las superficies: (Tabla No 2.3) según Gonzáles y Rodríguez (2009).

2.6.1 - Cálculo del momento torsor dos en el primer escalón

El momento torsor M_{tor2} corresponde al torque de la rueda, por lo que se desconocen los diámetros, entonces se puede calcular por la potencia y velocidades angulares según Dobrobolski, (1980):

$$Mt = \frac{N}{W}; [N \cdot mm]$$
$$Mt_2 = \frac{N_1 \cdot \eta_{p-c} \cdot \eta_{engrane} \cdot (\eta_{cojinete})^2}{\dots}; [N \cdot mm] \quad (2.11)$$

Donde:

$$\eta_1 = 1 - kp$$

Kp - coeficiente de pérdida

Rendimiento en una transmisión dentada:

$$\eta = 1 - 0,01 \quad Kp = 0,01$$
$$\eta = 0,99$$

Rendimiento en una transmisión por correa trapezoidal:

$$\eta = 1 - 0.04 \quad Kp = 0,04$$
$$\eta = 0,96$$

Rendimiento de los cojinetes:

$$\eta = 0,99$$

N_1 - potencia del motor; kW

Es necesario determinar la velocidad angular w_2 en dependencia del número de revoluciones.

$$w = \frac{n \cdot \pi}{30}; [rad / s] \quad (2.12)$$

Donde:

n_3 - es el número de revoluciones en la rueda dos; [rev/min]

Una vez calculada la distancia interaxial a_w se redondea por exceso según serie de números preferibles por ejemplo:

1^{ra} Serie preferible 40, 50, 63, 80, 100, 125, 160, 200, 250, 315, 400, 500, 630, 800, 1000, 1250, 1600, 2000, 2500.

2.6.2 - Determinación de la tensión a tracción

El cálculo de la tensión a tracción se reduce a satisfacer la condición, según la cuál las tensiones de contacto no deben superar las admisibles (Reshetov, 1987).

Se representará la fórmula en la forma más cómoda para su uso en la práctica:

$$\sigma_T = \frac{1085 \cdot Zh}{a_w \cdot i} \cdot \sqrt{\frac{(i+1)^3 \cdot K_{at} \cdot K \cdot Mt_2}{b}} \leq [\sigma]_T \quad (2.13)$$

El criterio principal de capacidad de trabajo es la resistencia de contacto, por lo que el módulo normal de las ruedas es necesario elegirlo mínimo, ya que con su incremento aumentan los diámetros exteriores de las piezas brutas y su masa, la cantidad de trabajo necesario para el tratamiento térmico y las pérdidas por rozamiento. Por otro lado no se recomienda adoptar el valor del módulo menor que 1,5 - 2 mm (Reshetov, 1987).

Se fija preliminarmente el m_n (módulo normal).

$$m_n = (0,01 \dots 0,02) a_w; [mm] \quad (2.14)$$

Donde:

a_w – distancia interaxial entre los ejes de los engranajes helicoidales; [mm]

Se estandariza el módulo según serie de módulos en mm:

1; 1,125; 1,25; 1,375; 1,5; 1,75; 2; 2,25; 2,5; 2,75; 3; 3,5; 4; 4,5; 5; 5,5; 6; 7; 8; 9; 10; 11; 12; 14

El cálculo del módulo normal de las ruedas oblicuas en las condiciones cuando la resistencia a la flexión es el criterio principal de capacidad de trabajo se determina por la fórmula (Dobrobolski, 1980):

$$m_n = \sqrt[3]{\frac{2 \cdot \cos \beta \cdot Y_F \cdot Y_\beta \cdot K_\alpha \cdot K \cdot M_{tor2}}{\Psi_m \cdot Z \cdot [\sigma]_F}}; [mm] \quad (2.15)$$

Donde: β - es ángulo de inclinación del diente en la mayoría de las construcciones:

$$\beta = 8^\circ - 18^\circ$$

Y_β .- Coeficiente del ángulo de inclinación del diente:

$$Y_\beta = 1 - \frac{\beta}{140^\circ} \leq 1 \quad (2.16)$$

K_α .- es el coeficiente que se adopta en función del grado de precisión del engrane (tabla No 2.1) según Gonzáles y Rodríguez (2009).

Y_F - coeficiente de resistencia de los dientes según las tensiones locales que se selecciona en la (tabla No 2.4) pero con número de diente según Gonzáles y Rodríguez (2009).

K - para los cálculos preliminares es admisible tomar 1,3 - 1,5; para los engranajes helicoidales $\Psi_m = 10-25$.

Por tanto se comparan los dos valores del módulo y se toma el mayor.

2.6.3 - Relaciones geométricas principales de las transmisiones por engranajes exteriores de dientes helicoidales según Dobrobolski (1980):

Número sumario de dientes Z_Σ

Para la obtención del número sumario de dientes se tiene en cuenta la multiplicación de la distancia interaxial por dos y se divide entre el mayor módulo, dando lugar a lo siguiente ecuación:

$$Z_\Sigma = \frac{2 \cdot a_w}{m_n} \geq 36 \quad (2.17)$$

Donde:

a_w – distancia interaxial; [mm]

m_n – módulo normal; [mm]

2.6.3.1 - Cálculo del número de dientes del piñón

En el número de dientes del piñón se tiene en cuenta el número sumario de dientes y la relación de transmisión por lo que se plantea según Dobrobolski, (1980) lo siguiente:

$$Z_1 = \frac{Z_\Sigma}{i+1} \geq Z_{\min} = 17 \quad (2.18)$$

Donde:

i - relación de transmisión

Se redondea a número entero el número de dientes del piñón.

2.6.3.1.1 - Cálculo del número de diente de la rueda

La siguiente ecuación da lugar al número de dientes de la rueda (Dobrobolski, 1980):

$$Z_2 = Z_\Sigma - Z_1 \quad (2.19)$$

Donde:

Z_1 – número de dientes del piñón

Z_Σ - número sumario de dientes

2.6.3.2 - Diámetro de la circunferencia primitiva (d_w)

Se plantea lo siguiente para el cálculo del diámetro de la circunferencia primitiva (Dobrobolski, 1980):

$$d_{w1} = m_t \cdot Z_1 = \frac{m_n \cdot Z_1}{\cos \beta}; [mm] \quad (2.20)$$

$$d_{w2} = m_t \cdot Z_2 = \frac{m_n \cdot Z_2}{\cos \beta}; [mm] \quad (2.21)$$

Donde:

m_n : módulo normal; [mm]

Z_1 – número de dientes del piñón

Z_2 – número de dientes de la rueda

β - ángulo de inclinación de los dientes

2.6.3.3 - Diámetro de la circunferencia exterior

Se plantea lo siguiente para el diámetro de la circunferencia exterior (Dobrobolski, 1980):

$$d_{a1} = d_{w1} + 2 \cdot m_n; [mm] \quad (2.22)$$

$$d_{a2} = d_{w2} + 2 \cdot m_n; [mm] \quad (2.23)$$

Donde:

m_n – módulo normal

d_{w1-2} – diámetro de la circunferencia primitiva

2.6.3.4 - Distancia interaxial (a_w)

La distancia interaxial se plantea según (Dobrobolski, 1980):

$$a_w = \frac{(Z_1 + Z_2) \cdot m_n}{2 \cdot \cos \beta} = 0,5 \cdot (Z_1 + Z_2) \cdot m_t; [mm] \quad (2.24)$$

Donde:

Z_1 - números de dientes del piñón

Z_2 - número de dientes de la rueda

β - ángulo de inclinación de los dientes

2.6.3.5 - Módulo circunferencial

Según Dobrobolski, 1980 se plantea lo siguiente:

$$m_t = \frac{m_n}{\cos \beta}; [mm] \quad (2.25)$$

Donde:

m_n - módulo normal; [mm]

β - ángulo de inclinación de los dientes

2.6.3.6 - Altura del diente

En la altura del diente, se tiene en cuenta lo siguiente (Dobrobolski, 1980):

$$h = 2,25 \cdot m_n; [mm] \quad (2.26)$$

2.6.3.7 - Altura de la cabeza del diente

$$h_a = m_n; [mm] \quad (2.27)$$

2.6.3.8 - Juego radial

$$C = 0,25 \cdot m_n; [mm] \quad (2.28)$$

2.6.3.9 - Diámetro de la circunferencia de fondo

A continuación se plantea la ecuación para la obtención del diámetro de la circunferencia de fondo de la rueda y el piñón (Dobrobolski, 1980):

$$d_{f1} = d_{w1} - 2 \cdot m_n - 2 \cdot C; [mm] \quad (2.29)$$

$$d_{f2} = d_{w2} - 2 \cdot m_n - 2 \cdot C; [mm] \quad (2.30)$$

Donde:

d_{w1-2} - diámetro primitivo; [mm]

m_n - módulo normal; [mm]

C - juego radial; [mm]

2.6.4 - Cálculo de la transmisión admisible en los engranajes cónicos

Las ruedas cónicas se ejecutan con dientes rectos (los más difundidos); pues las mismas es conveniente usarlas a bajas velocidades circunferenciales (hasta 2-3 m/s), como las más simples en el montaje.

La forma del diente es normalmente decreciente es la forma principal para los engranajes cónicos de dientes rectos y oblicuos según González y Rodríguez (2009).

2.6.4.1- Cálculo de los engranajes cónicos

Para el cálculo de los engranajes cónicos se empieza por la tensión admisible por contacto $[\sigma]_T$ durante el trabajo prolongado que se determina de igual forma que para los engranajes cilíndricos (Dobrobolski, 1980):

$$[\sigma]_T = \frac{\sigma_{oi} \cdot Z_R}{n}; [N/mm^2] \quad (2.31)$$

Donde:

El límite de fatiga de las capas superficiales de los dientes por contacto que se determina por la dureza media (Tabla 2.2) según Gonzáles y Rodríguez (2009); n - es el coeficiente de seguridad que puede tomarse para consecuencias graves de fallos entre (1,2 - 1,35).

Z_R - es el coeficiente que considera la aspereza de las superficies (Tabla No 2.3).

El momento torsor M_{tor} corresponde al torque de la rueda que se determina por la potencia y la velocidad angular según Gonzáles y Rodríguez (2009):

$$M_{t_4} = \frac{N_4 \cdot \eta_{engrane} \cdot (\eta_{cojinete})^2}{w_4}; [N \cdot mm] \quad (2.32)$$

Donde:

Según (Dobrobolski, 1980)

$$\eta_1 = 1 - kp$$

Kp - coeficiente de pérdida

Rendimiento en una transmisión dentada:

$$\eta = 1 - 0,01$$

$$\eta = 0,99$$

$$Kp=0,01$$

Rendimiento de los cojinetes:

$$\eta = 0,99$$

N_4 - potencia de la rueda en el escalón dos; kW

2.6.4.2- Cálculo de resistencia por contacto de los engranajes cónicos (Dobrobolski, 1980):

La tensión de contacto sobre el diente es:

$$\sigma_t = 3275 \sqrt{\frac{K \cdot M_{tors} \cdot i}{(1 - k_{be}) \cdot k_{be} \cdot d_{e2}^3}} \leq [\sigma]_T; [kg \cdot f / cm^2] \quad (2.33)$$

Donde:

El diámetro de la circunferencia primitiva exterior (sobre el cono complementario), con el valor recomendable de $k_{be} = b_w/R_e = 0,285$, es:

Diámetro exterior de la rueda cónica por la relación conocida:

$$d_{e2} = 375 \cdot \sqrt[3]{\frac{K \cdot M_{tors} \cdot i}{[\sigma]_T^2}}; [cm] \quad (2.34)$$

Donde:

$[\sigma]_T$ - tensión admisible por contacto; [MPa]

M_{tors} - momento torsor; [N · mm]

Para los cálculos preliminares es admisible tomar $K = 1,3 - 1,5$, los valores menores conviene elegirlo si la disposición de las ruedas en los árboles es próxima a la simétrica; los valores mayores se seleccionan si está en disposición asimétrica.

Los ángulos de los conos primitivos φ_1 y φ_2 de un par dentado se determina por las fórmulas siguientes (Dobrobolski, 1980):

$$\varphi_2 = \arctg i \quad (2.35)$$

$$\varphi_1 = 90^\circ - \varphi_2 \quad (2.36)$$

2.6.4.3 - El cálculo del módulo circunferencial exterior m_{te} . Se determina por la fórmula (Dobrobolski, 1980):

$$m_{te} = \frac{d_{e2}}{Z_2}; [mm] \quad (2.37)$$

Donde:

d_{e2} - diámetro exterior de la rueda cónica; [mm]

Z_2 - número de dientes de la rueda

Para las ruedas cónicas de dientes rectos se recomienda redondear el valor del módulo circunferencial exterior hasta el próximo valor del módulo normalizado según la norma siguiente:

Serie de módulo (mm): 1; 1,125; 1,25; 1,375; 1,5; 1,75; 2; 2,25; 2,5; 2,75; 3; 3,5; 4; 4,5; 5; 5,5; 6; 7; 8; 9; 10; 11; 12; 14.

Posteriormente se debe precisar el diámetro exterior de la rueda cónica por la relación conocida:

$$d_{e2} = m_{te} \cdot Z_2; [mm] \quad (2.38)$$

2.6.4.4 - La distancia cónica exterior del par de engrane se determina (Dobrobolski, 1980):

$$R_e = 0,5 \cdot m_{te} \cdot Z_c; [mm] \quad (2.39)$$

Donde: Z_c - es el número de dientes de una rueda plana:

$$Z_c = \sqrt{Z_5^2 + Z_6^2} \quad (\text{Puede ser fraccionario}) \quad (2.40)$$

Donde:

Z_5 - número de dientes del piñón

Z_6 - número de dientes de la rueda

m_{te} - módulo circunferencial exterior; [mm]

2.6.4.5 - El ancho de la corona dentada se determina por (Dobrobolski, 1980):

$$b_w = K_{be} \cdot R_e; [mm] \quad (2.41)$$

Donde:

R_e - distancia cónica exterior del par de engrane; [mm]

$k_{be} = b_w / R_e = 0,285$ - el diámetro de la circunferencia primitiva exterior

Para las ruedas cónicas es necesario comprobar si se observa la condición:

$$b_w \leq 10 \cdot m_{te}; [mm] \quad (2.42)$$

La relación entre el módulo normal medio (m_{nm}) y el módulo circunferencial exterior (m_{te}) es la siguiente (Dobrobolski, 1980):

$$m_{nm} = m_{te} \left(1 - 0,5 \frac{b}{R_e} \right) \cdot \cos \beta ; [mm] \quad (2.43)$$

Donde:

b – ancho de la corona dentada; [mm]

β - ángulo de inclinación de los dientes

R_e - distancia cónica exterior del par de engrane; [mm]

2.6.4.6 - La tensión admisible a la flexión $[\sigma]_F$ durante el trabajo prolongado con carga continua se determina por (Dobrobolski, 1980):

$$[\sigma]_F = \frac{\sigma_0 Y_R Y_{e.m} Y_e}{n} ; [MPa] \quad (2.44)$$

Donde:

n .- coeficiente de seguridad: $n = n_1 n_2 n_3$; el coeficiente n_1 se selecciona en función de la probabilidad de trabajo sin fallo en la tabla No2.5 según Gonzáles y Rodríguez (2009); el coeficiente n_2 si se trabaja para piezas fundidas; $n_3 > 1$ se introduce al trabajar los dientes en condiciones de corrosión o de alta temperatura.

σ_0 - es el límite de resistencia a la fatiga, expresado en las tensiones locales (Tabla No 2.5) según Gonzáles y Rodríguez (2009).

Y_R - es el coeficiente que considera la aspereza de la superficie y el rectificado de redondeo. Para 4^{to} y 5^{to} grado $Y_R = 0,85- 0,95$; en caso de rectificado fino o pulido de los dientes $Y_R = 1,1-1,2$. En el caso de rectificado de desbaste $Y_R = 0,65 - 0,7$ y para rectificado de acabado $Y_R = 0,8$.

$Y_{e.m}$ - es el coeficiente que considera el endurecimiento por deformación en frío. Después del tratamiento térmico de la cementación y el temple $Y_{e.m} = 1,1-1,3$. Durante el temple con c.a.f $Y_{e.m} = 1,5$.

Y_e - es el factor de escala; con el diámetro exterior de vértice del engrane, $d_{ae} \leq 400$ mm y $m_{te} \leq 10$ mm, se adopta $Y_e = 1$. Para $400 < d_{ae} < 2000$ $Y_e = 1,05-0,000125d_{ae}$.

El coeficiente Y_β que considera el ángulo de inclinación de los dientes es igual 1 para los engranajes rectos.

β_m - es el ángulo de la espiral para los engranajes rectos es igual a cero.

2.6.4.7 - Para el cálculo del módulo normal medio se determina por (Dobrobolski, 1980):

$$M_{nm} \geq \frac{2,35 \cdot y_f \cdot y_\beta \cdot K_\alpha \cdot M_{t5}}{b_w \cdot d_2 \cdot [\sigma]_f} \quad (2.45)$$

Donde:

Según el cálculo de la resistencia de contacto, se determina el diámetro de la circunferencia media primitiva:

$$d_2 = 222,3 \sqrt{\frac{K \cdot M_{t5} \cdot i}{K_b m [\sigma]_f^2 \cdot \mathcal{G}}}; [mm] \quad (2.46)$$

Donde:

Y_F - Coeficiente de resistencia de los dientes (ver tabla 2.4) según Gonzáles y Rodríguez (2009).

K - coeficiente de concentración de la carga

β - ángulo de inclinación de los dientes

b_w - ancho de la corona dentada; [mm]

i - relación de transmisión

y_f - coeficiente que se determina por la tabla 35 según Reshetov (1987) con un coeficiente de desplazamiento del contorno primitivo de 0,5.

K_α - Coeficiente que se adopta en función del grado de precisión de los dientes

2.6.4.8 - Las relaciones geométricas principales en los engranajes cónicos se especifican a continuación (Dobrobolski, 1980):

Los números equivalentes de dientes del piñón y de la rueda se determinan por:

$$Z_{vr1} = \frac{Z_1}{\cos \varphi_1} \quad (2.47)$$

$$Z_{vr2} = \frac{Z_2}{\cos \varphi_2} \quad (2.48)$$

Distancia media cónica

$$R_m = R_e - 0,5 \cdot b_w; [mm] \quad (2.49)$$

Altura máxima de la cabeza del diente (en el extremo)

$$h_{ae1} = h_{ae2} = m_{te}; [mm] \quad (2.50)$$

Altura máxima de los dientes (en el extremo)

$$h_{e1} = h_{e2} = 2,2 \cdot m_{te}; [mm] \quad (2.51)$$

Altura máxima del pie del diente (en el extremo)

$$h_{fe1} = h_{fe2} = 1,2 \cdot m_{te}; [mm] \quad (2.52)$$

Diámetro de la circunferencia primitiva exterior

$$d_{e1} = m_{te} \cdot Z_1; [mm] \quad (2.53)$$

$$d_{e2} = m_{te} \cdot Z_2; [mm] \quad (2.54)$$

Diámetro exterior de los vértices

$$d_{ae1} = d_{e1} + 2 \cdot h_{ae1} \cdot \cos \varphi_1; [mm] \quad (2.55)$$

$$d_{ae2} = d_{e2} + 2 \cdot h_{ae2} \cdot \cos \varphi_2; [mm] \quad (2.56)$$

Ángulo del pie del diente

$$\theta_{f1} = \theta_{f2} = \arctg \frac{h_{fe}}{R_e} \quad (2.57)$$

Ángulo de la cabeza del diente

$$\theta_{a1} = \theta_{f2} \quad (2.58)$$

$$\theta_{a2} = \theta_{f1} \quad (2.59)$$

2.6.5 - Cálculo de selección en la transmisión polea – correa

Los tipos sencillos de transmisiones por correa constan de una cinta sin fin cosida y colocada con tensiones en dos poleas:

Una conductora y otra conducida.

Al moverse la correa transmite energía desde la polea conductora a la conducida por medio del rozamiento que surge entre la correa y las poleas (Dobrobolski, 1980). Mayer (2005), plantea que los criterios fundamentales para el cálculo de las transmisiones por correas son los de capacidad tractiva, que determina la fiabilidad de adherencia entre la correa y la ranura de la polea; y el cálculo de duración, que depende de la resistencia a la fatiga en condiciones normales de explotación.

2.6.5.1 - Elección del tipo de correa y perfil

La elección del tipo de correa y perfil se escoge en función de la magnitud del momento torsional (M_{tor}) que se transmite por la polea menor. Vea tabla No 2.6 y 2.7.

$$Mt = \frac{N_1}{w_1}; [N \cdot m] \quad (2.61)$$

Donde:

N_1 - potencia del motor; [kW]

w_1 - Velocidad angular; [rad / s]

2.6.5.1.1 - Diámetro mínimo

El cálculo preliminar del diámetro mínimo de la polea menor para transmitir una potencia N , en kW; a una frecuencia de rotación n_1 , en rev/min.

Se determina por la siguiente ecuación:

$$D1 = (110/130) \sqrt[3]{\frac{N1}{n1}}; [cm] \quad (2.62)$$

2.6.5.1.1.1 - Diámetro de la polea mayor

Después de haber calculado el diámetro 1 de la polea es necesario calcular al diámetro 2, que es la polea mayor, la misma se determina según Dobrovolski, 1976:

$$D2 = D1 \cdot i \cdot (1 - s); [mm] \quad (2.63)$$

Donde:

i - relación de transmisión de la polea correa

D_1 - diámetro mínimo de la polea; [mm]

S - coeficiente de deslizamiento

2.6.5.2 - Distancia mínima entre los ejes

Se recomienda fijar la distancia interaxial entre los límites de $a_{mín}$ y $a_{máx}$ distancia mínima entre los ejes de las transmisiones por correas trapezoidales se determina según Dobrovolski, (1976) por:

$$a_{\min} = 0.55 \cdot (D1 + D2) + h \quad (2.64)$$

$$a_{\max} = 2 \cdot (D1 + D2) \quad (2.65)$$

Donde:

D_1 : es el diámetro mínimo de la polea menor ;[mm]

D_2 : es el diámetro mayor de la polea mayor ;[mm]

h : es la altura de la sección transversal de la correa ;[mm]

2.6.5.3 - Comprobación de las tensiones en la correa

Las transmisiones por correa se basan en la dependencia analítica, establecida por L. Euler (1775), entre las tensiones de hila flexible que envuelve el cilíndrico:

$$\frac{\sigma_1}{\sigma_2} = i \quad (2.66)$$

Para la obtención de las tensiones aplicadas en los extremos es necesario hacer ciertas sustituciones por lo que se plantea lo siguiente:

$$Mt = (2.8 \cdot \sigma_1 - \sigma_2) \cdot \frac{D_2}{2} \quad (2.67)$$

$$\frac{a_{opt}}{D_2} = i$$

$$a_{opt} = D_2 \cdot i ; [mm]$$

$$\sigma_1 = \sigma_2 \cdot i ; [N] \quad (2.68)$$

$$\sigma_t = \sigma_1 + \sigma_2 ; [N] \quad (2.69)$$

Donde:

σ_{1-2} - tensiones aplicada en los extremos del hilo.

Mt_{p-c} - momento torsor de la polea correa ;[N · mm]

i - relación de transmisión de la polea correa.

D_1 : es el diámetro mínimo de la polea menor ;[mm]

D_2 : es el diámetro mayor de la polea mayor ;[mm]

2.6.6 - Cálculo para el diseño de los árboles del reductor diferencial

Para el desarrollo de la metodología de cálculo de resistencia mecánica aplicada al árbol del reductor diferencial, se tendrán en cuenta las cargas situadas sobre el elemento (González; Rodríguez, 2009), lo que considera, el cálculo preliminar del árbol con la

determinación del diámetro de salida para la sección mas crítica del árbol, cálculo del momento torsor, el cálculo del momento flector resultante, la determinación del momento equivalente y el cálculo del diámetro de salida para la sección más peligrosa.

2.6.6.1 - Cálculo preliminar del árbol

Para la determinación de los diámetros de salida (d_k) de los árboles o sección crítica, se parte de la condición de resistencia donde se tiene en cuenta el momento torsor actuante (González; Rodríguez, 2009):

$$d_k \geq \sqrt[3]{\frac{M_t}{0.2 \cdot [\tau]}}; [mm] \quad (2.70)$$

Siendo:

M_t - momento torsor que actúa sobre el árbol; $[N \cdot mm]$

$[\tau]$ - tensión admisible a cortante; $[MPa]$

Depende del número de revoluciones del árbol, comúnmente se suele adoptar:

$[\tau] = 12 \dots 20; [MPa]$

El valor de d_k se redondea por la serie de números preferidos Ra 40, luego se escalona en dependencia de los elementos que se colocan sobre él.

2.6.6.2 - Cálculo aproximado o de proyecto

Es necesario calcular los momentos (flexión y torsión) que actúan sobre el árbol en las secciones más peligrosas (González; Rodríguez, 2009):

Para obtener el esquema (ver anexo 8, 9, 10) de cálculo se admite lo siguiente:

- ✓ Las cargas distribuidas (de engranajes, transmisiones por cadenas, polea-correa, tornillo sinfín) se sustituyen por cargas concentradas.
- ✓ El árbol o eje se analiza como una viga simplemente apoyada.
- ✓ Las fuerzas actuantes se agrupan en dos planos mutuamente perpendiculares.

2.6.6.2.1 - Cálculo del momento flector resultante

Se determina el momento de flexión resultante en la sección más peligrosa de los árboles teniendo en cuenta las cargas a la que está sometido este elemento, el orden del cálculo es el siguiente (González; Rodríguez, 2009).

1. Determinación de las reacciones de apoyo en el plano vertical.
2. Determinación de las reacciones de apoyo en el plano horizontal.
3. Elaborar los gráficos de momentos de flexión y torsión.
4. Para la sección más peligrosa se determina el momento de flexión resultante.

Luego de haber determinado los parámetros anteriores se calcula el momento flector resultante para la sección analizada:

$$M_{flex} = \sqrt{M_y^2 + M_x^2}; [N \cdot mm] \quad (2.71)$$

Siendo:

M_{flex} - momento de flexión resultante para la sección más peligrosa; $[N \cdot mm]$

M_y - momento en el plano del eje de las y; $[N \cdot mm]$

M_x - momento en el plano del eje de las x; $[N \cdot mm]$

2.6.6.2.2 - Cálculo del momento equivalente

Por la tercera teoría de resistencia se determina el momento equivalente para la combinación de esfuerzos (González; Rodríguez, 2009):

$$M_{eq} = \sqrt{M_{flex}^2 + M_t^2}; [N \cdot mm] \quad (2.72)$$

2.6.6.2.3 - Cálculo del diámetro de salida para la sección más peligrosa

Teniendo en cuenta la configuración geométrica del árbol considerado del tipo escalonado y por tanto con diferentes secciones longitudinales se calcula el diámetro de una de estas secciones la que se considerará las mas peligrosa. El diámetro obtenido se estandariza por la serie de números preferidos Ra 40 (González; Rodríguez, 2009):

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{M_{eq}}{0,1 \cdot (1 - \beta^4) [\sigma_{flex}]_{III}}}; [mm] \quad (2.73)$$

En la que:

β - relación de diámetro interior entre diámetro exterior (para árboles macizos $\beta=0$)

$[\sigma_{-1flex}]$ - tensión admisible a tracción compresión del material; $[MPa]$

$$[\sigma_{flex}]_I [\sigma_{flex}]_{II} [\sigma_{flex}]_{III} = 3,8 : 1,7 : 1$$

$$[\sigma_{flex}]_I = 0,33\sigma_{res}$$

Como aspecto esencial de este paso se tiene que luego de determinar el diámetro de la sección más peligrosa y estandarizar por la serie Ra 40, se escalona en sentido inverso hasta obtener el diámetro de salida.

2.6.7 - Cálculo de las uniones por chavetas y árboles estriados

Par realizar el cálculo se determina el largo de la chaveta y se limitan las tensiones al aplastamiento (Dobrobolski, 1980).

Es posible conocer las dimensiones transversales de las chavetas por las normas por cuanto éstas están estandarizadas (ej. NC-16-52) en función del diámetro del árbol por lo que es necesario calcular la longitud para ello se plantea la condición de resistencia:

$$\frac{Mt}{A \cdot R \cdot \psi} \leq [\sigma_{apl}] \quad (2.74)$$

Donde:

Mt.-Momento torsor actuante; $[N \cdot mm]$

R.- radio convencional de aplicación de la cargas

$[\sigma_{apl}]$ - tensión admisible al aplastamiento local

ψ - coeficiente de irregularidad de distribución de la carga en la superficie de contacto.

$\psi = 1$ para las uniones por chavetas

$\psi = 0,7 \dots 0,8$ para las uniones dentadas (árbol estriado)

A.- área de la sección transversal

El área "A" y "R" dependen de la construcción de estas uniones:

Para chavetas prismáticas

$$A \approx 0,5 h.l \quad (2.75)$$

$$R \approx 0,5 d \quad (2.76)$$

Para chavetas uniones dentadas

$$A \approx z.h.l \quad (2.77)$$

$$R = 0,25 (Dc + dp) \dots \dots \dots \text{ Para dientes de caras laterales rectas} \quad (2.78)$$

Dc - Diámetro de cabeza de dentado

dp - Diámetro de pie de los dientes

z - número de dientes

m - módulo del dentado

2.6.7.1 - Longitud de la chaveta prismática

La longitud de la chaveta prismática en función del momento torsor, teniendo en cuenta las tensiones al aplastamiento y de cizallamiento se desarrolla por las siguientes ecuaciones:

$$l \geq \frac{4Mt}{h \cdot d \cdot [\sigma_{apl}]} \quad (2.79)$$

$[\sigma_{apl}] \leq 150$ MPa si el cubo es de acero y las cargas son constantes y estáticas

$$l \geq \frac{2 \cdot Mt}{b \cdot d \cdot [\tau_{Ciz}]} \quad (2.80)$$

$$[\tau_{Ciz}] \leq 70 \dots 80 \text{ MPa}$$

En el caso de las uniones estriadas será:

$$l \geq \frac{Mt}{\psi \cdot z \cdot h \cdot R \cdot [\sigma_{apl}]} \quad (2.81)$$

2.6.8 - Momento torsor del acoplamiento

Para la selección del acoplamiento es necesario poseer el momento torsor actuante, donde se plantea por la siguiente ecuación:

$$Mt_{AC} = k \cdot M_{te} \quad (2.82)$$

Donde: según atlas de diseño de elemento de máquina, (1986)

K- 1.05 – 1.2

$$Mt_{AC} \leq [Mt_{AC}]$$

2.7 – Propuesta de mantenimiento para el reductor diferencial

Para el ciclo de mantenimiento se entiende la cantidad y secuencia de los diferentes servicios de mantenimiento que se llevan a cabo en un equipo entre dos reparaciones generales, o entre la puesta en marcha y la primera reparación general, en caso de ser un equipo recién instalado. Esto constituye la parte más importante del mantenimiento preventivo, ya que se aprovecha mejor al equipo, hay seguridad en la producción, ahorro de tiempo, de mano de obra, materiales, etc (Gonzáles; Navarrete; 1986).

El sistema de mantenimiento preventivo planificado (MPP) implica la restauración de la capacidad de trabajo de los equipos (precisión, potencia, rendimiento) y de su comportamiento (índices de consumo), mediante el mantenimiento técnico racional, cambio y reparación de las piezas y conjuntos desgastados, realizados conforme a un plan elaborado con anterioridad (Gonzáles; Navarrete; 1986).

2.7.1 - Período entre intervenciones

El período de tiempo de trabajo del equipo entre dos intervenciones, o sea, entre dos revisiones inmediatas o entre una reparación y una revisión inmediata.

$$T_0 = \frac{T}{R + P + M + 1} \quad (2.83)$$

2.7.2 - Tiempo entre dos reparaciones

La denominación del período de trabajo del reductor diferencial en horas-máquinas entre dos reparaciones planificadas es:

$$Tr = \frac{T}{P + M + 1} \quad (2.84)$$

Donde:

T₀: Tiempo entre dos servicios de mantenimiento (cualesquiera que sean)

Tr: Tiempo entre dos reparaciones

T: Duración del ciclo en horas

R: Cantidad de revisiones

P: Cantidad de reparaciones pequeñas

M: Cantidad de reparaciones medianas

Conclusiones parciales del capítulo 2

- ✓ Se estableció la metodología de cálculo para determinar los parámetros de los elementos que intervienen en los reductores diferenciales.
- ✓ Se definió la secuencia de cálculo de los principales elementos que componen el reductor diferencial empleado en el mecanismo central de los sedimentadores en la UBP Lixiviación y Lavado, así como la propuesta de mantenimiento.

Capítulo 3: Análisis de los resultados, Valoración Económica e Impacto Ambiental

3.1 - Introducción

En este capítulo se exponen los resultados derivados obtenidos por medio del análisis experimental cuyos resultados tienen su base en expresiones matemáticas que nos darán un indicador del comportamiento desde el punto de vista de diseño de los componentes principales del reductor diferencial objeto de análisis así como la valoración económica teniendo en cuenta los factores que ejercen su influencia directa o indirecta en el proceso productivo sin dejar atrás el impacto medioambiental, en lo cual debemos ser muy cuidadosos ya que es un objetivo primordial como futuros profesionales velar por el cumplimiento de las normas establecidas que garanticen un buen desempeño en el entorno que nos rodea, para que todas las operaciones realizada tenga la calidad y el éxito que se espera.

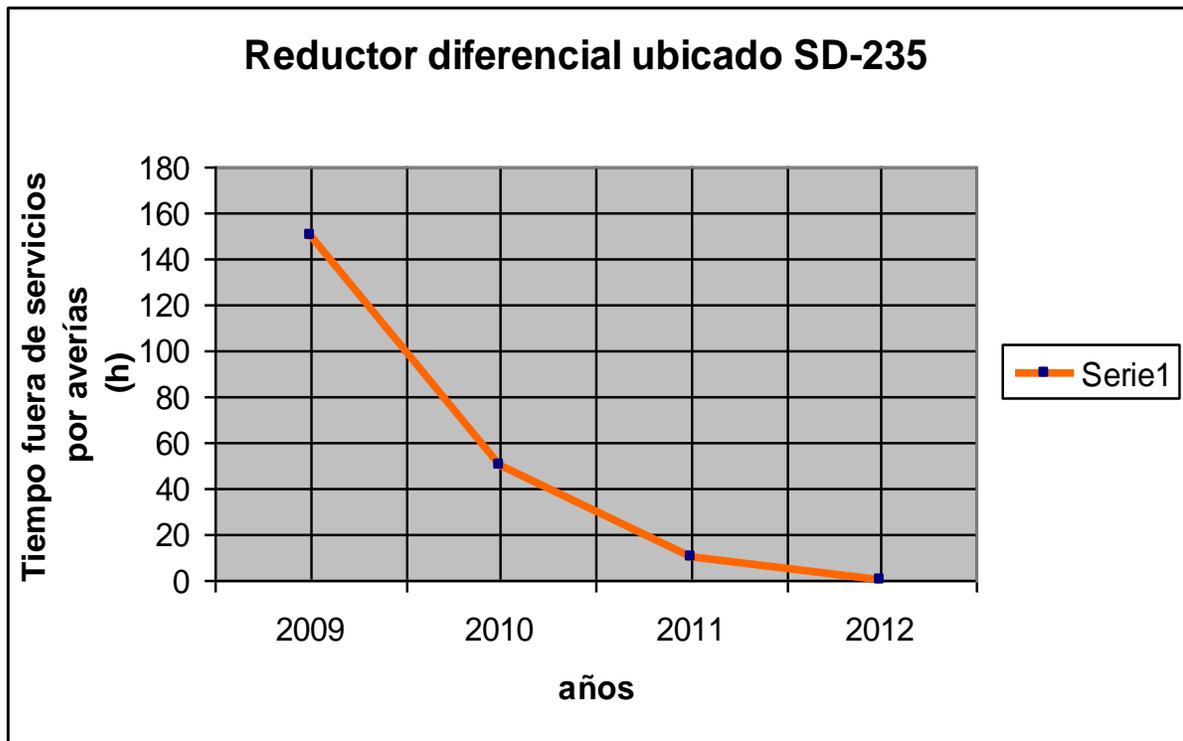
En el presente capítulo se establece como **objetivo:**

Realizar la valoración crítica de los resultados y a través de ella, explicar los fundamentos científicos que dan solución al problema planteado a partir de la interpretación de las regularidades observadas.

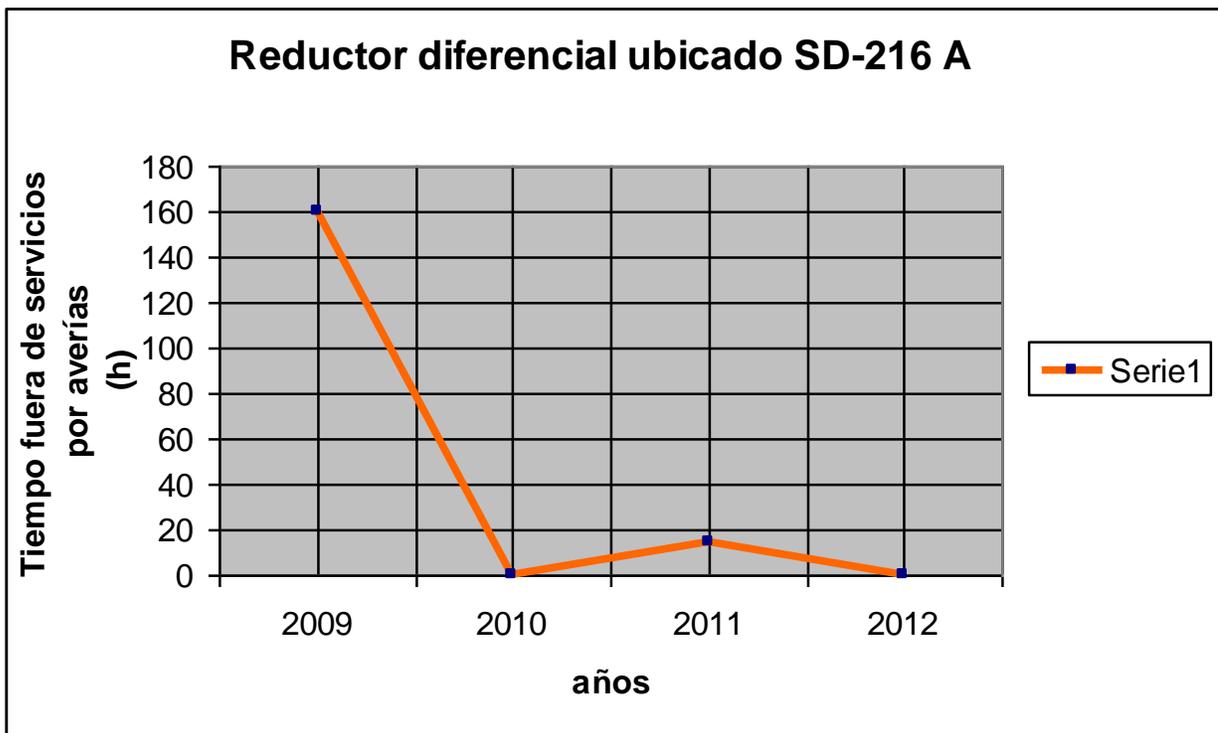
3.2 - Comportamiento de las averías en los reductores diferenciales

Con el análisis de las averías sufridas por los reductores diferenciales de la UBP de Lixiviación y Lavado de la empresa "Comandante Ernesto Ché Guevara", se pudo establecer la frecuencia de fallo de estos equipos, observándose que los reductores diferenciales ubicados en los sedimentadores (235, 216 A y 131 C) se han mantenido trabajando equilibradamente presentando pequeñas averías que no han sido significativa para la planta. También se constató que entre estos, los reductores ubicados en los sedimentadores (235 y 216 A) poseen una mayor durabilidad manifiesta (gráfica 3.1 a y b) incidiendo positivamente en la disponibilidad de la plata.

Según el gráfico de comportamiento histórico de averías (gráfica 3.2), el reductor ubicado en el sedimentador (131 C) es el que actualmente afecta de manera negativa la disponibilidad de la planta.



a

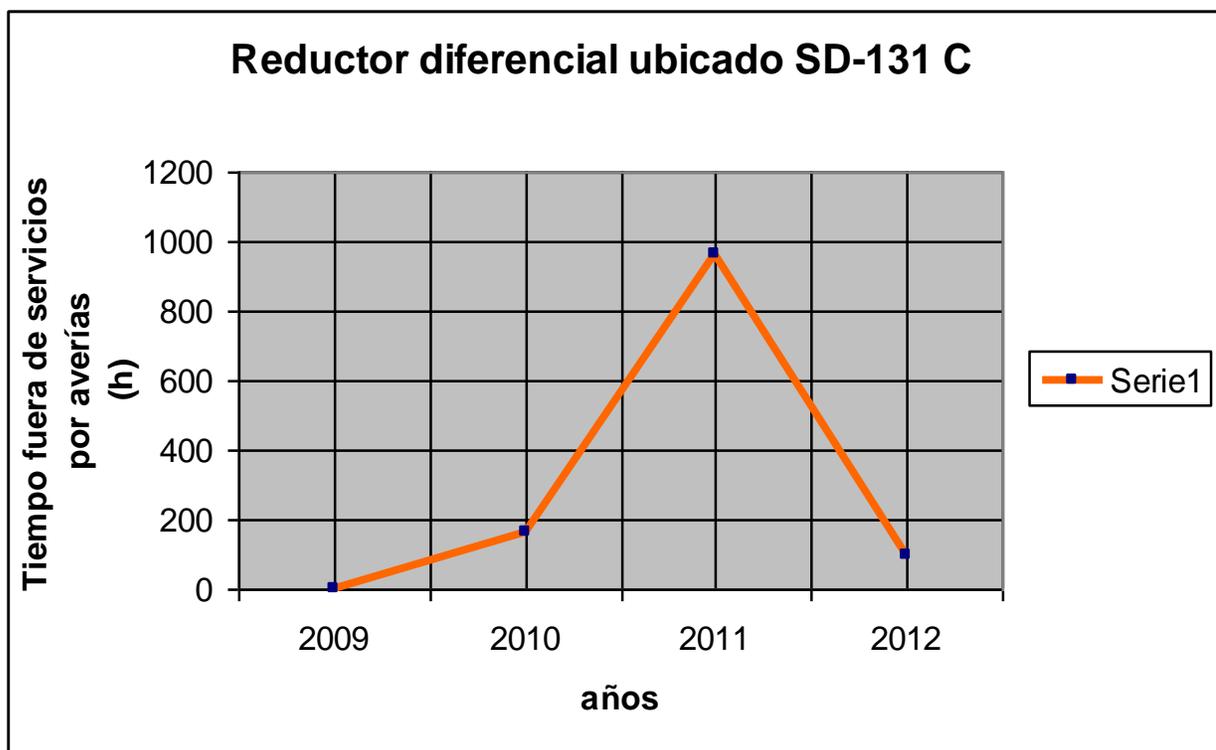


b

Gráfica 3.1. Disponibilidad de los reductores ubicados en los sedimentadores 235 y 216 A

En el año 2010 fue necesario aplicar un plan especial de mantenimiento al reductor ubicado en el sedimentador (131 C) porque el mismo poseía fuga de aceite en reiteradas ocasiones, el cual provocaba el aumento de la temperatura del reductor diferencial por encima del medio ambiente, por lo que fue necesario intervenir y sacarlo de servicio en reiteradas ocasiones en ese año, lo que sumó un total de 168 horas.

Para el año 2011 los problemas se acrecentaron, la durabilidad de los árboles de salida eran menores y el equipo no rendía lo suficiente por las pérdidas económicas incurridas en cada reparación, lo que para finales de años acumuló 960 horas sin prestar servicios. En el año 2012 se analizó su comportamiento hasta el mes de junio y hasta el momento poseía 100 horas fuera de servicio afectando de manera negativa la disponibilidad de la planta (gráfica 3.2).



Gráfica 3.2. Disponibilidad del reductor ubicado en el sedimentador 131 C

3.3 - Análisis de la composición química y dureza del árbol de salida del reductor diferencial

Para desarrollar una investigación que se acerque a la realidad del fenómeno existente, se realizó una búsqueda, ya que no existe ningún trabajo que se relacione con el tema, por lo que se llevó a cabo un proceso que abarca dos etapas. Primero, se parte desde un análisis estructural de los árboles que están en explotación y que han sufrido la rotura. Segundo, comprobar el acero de fabricación de los árboles en cuestión, que cumpla con las características exigidas en dicho reductor.

En el laboratorio de la empresa "Mecánica del Níquel", se realizó el análisis a una probeta perteneciente a uno de los árboles rotos, este mismo árbol había sido fabricado en la empresa "Mecánica del Níquel".

Al analizar la composición química del acero se determinó que la misma no corresponde con la establecida en el epígrafe 2.4 del capítulo 2. Se comprueba que los árboles de salida del reductor diferencial ubicado en la UBP Lixiviación y Lavado pertenecen a un acero de baja aleación (acero grado 35) tabla 3.1, donde se comparó con la especificación del plano de fabricación (anexo 14) y como se observa en la tabla 3.2 el porcentaje de cromo y níquel se encuentran por debajo del rango especificado por la norma AISI.

Tabla 3.1. Composición química obtenida por el espectrómetro de masa del árbol de salida del reductor diferencial

#	C	Si	Mn	P	S	Cr	Mo
1	0.35	0.27	0.56	0.008	0.017	0.05	0.01
2	0.35	0.27	0.57	0.008	0.015	0.05	0.01
#	Ni	Al	Co	Cu	Ti	V	W
1	0.10	0.0050	0.01	0.15	0.0012	0.00	0.01
2	0.10	0.0051	0.01	0.15	0.0012	0.00	0.01
#	Pb	Sn	As	Ce	B	Zn	Fe
1	0.003	0.007	0.005	0.000	0.0006	0.0054	98.43
2	0.003	0.006	0.004	0.001	0.0006	0.0059	98.42
HRC		Por debajo de 20.					

Tabla 3.2. Composición química del acero 3140 según Callister (1999)

C	Si	Mn	Cr	Ni	Cu
0,35-0,44	0,17-0,37	0,50-0,80	0,10-0,80	0,30	0,30

3.4 - Resultados obtenidos del análisis cinemático y dinámico

Para el análisis cinemático y dinámico se empezó por la transmisión polea correa donde por la ecuación 2.1 se encuentra la relación de transmisión real con un coeficiente de deslizamiento elástico para poleas trapezoidales de cordón es decir 0.02; el número de revoluciones del motor que en este caso es de 1160 rev/min y el número de revoluciones de entrada al reductor diferencial que es de 412,8 rev/min por lo que sustituyendo y se obtiene $i = 2,86$. Esta relación de transmisión es la que actualmente se encuentra en la transmisión polea - correa teniendo en cuenta el deslizamiento que es un de los problemas principales que poseen estas transmisiones.

3.4.1 - Relación de transmisión en el primer escalón

La relación de transmisión en el primer escalón se obtiene por la ecuación 2.2 donde se sustituyen los números de dientes de la rueda $Z_2 = 77$, sobre la del piñón $Z_1 = 19$ y se obtiene $i = 4,05$. Esta relación de transmisión es la que se encuentra trabajando actualmente en el primer escalón del reductor diferencial y la misma se encuentra entre los parámetros de transmisiones oblicuas.

3.4.1.1 - Relación de transmisión en el segundo escalón

La relación de transmisión en el segundo escalón se obtiene por la ecuación 2.2 donde se sustituyen los números de dientes de la rueda $Z_2 = 77$, sobre la del piñón $Z_1 = 19$ y se obtiene $i = 4,05$. Esta relación de transmisión es la que se encuentra trabajando actualmente en el segundo escalón del reductor diferencial y la misma se encuentra entre los parámetros de transmisiones oblicuas.

3.4.2 – Determinación de la potencia del reductor diferencial

Para la potencia de entrada al reductor diferencial mediante la ecuación 2.3 se tiene en cuenta lo siguiente, la potencia del motor 5,5 kW que se multiplica por el rendimiento de la polea correa, donde para correas trapezoidales es de 0,96 el cual sustituyendo se obtiene $N = 5,8\text{kW}$.

3.4.2.1- Determinación de la potencia en el árbol intermedio entre los dos escalones

Para la obtención de la potencia del árbol intermedio entre los dos escalones mediante la ecuación 2.4, se tiene en cuenta el rendimiento de los cojinetes 0.99, el rendimiento de los engranes 0.99 y la potencia de entrada al reductor, por lo que sustituyendo se obtiene una potencia de 5,123 kW.

3.4.2.2 - Determinación de la potencia de salida en el escalón dos

Según la ecuación 2.5, para la obtención de la potencia de salida en el reductor diferencial se tiene en cuenta el rendimiento de los cojinetes 0.99, el rendimiento de los engranes 0.99 y la potencia del árbol intermedio logrando una potencia de $N = 4,9710\text{ kW}$.

3.4.3 – Cálculo de las revoluciones del reductor diferencial

El número de revoluciones de entrada al reductor diferencial se halla por la ecuación 2.6, donde se sustituye la relación de transmisión de la polea correa $i = 2,86$, el coeficiente de deslizamiento 0,02 y el número de revoluciones del motor 1160 rev/min, obteniendo 412,8 rev/min.

3.4.3.1 - Número de revoluciones del árbol intermedio del reductor diferencial

El número de revoluciones del árbol intermedio del reductor diferencial se obtiene mediante la ecuación 2.7, donde se sustituye el número de dientes del piñón $Z_1 = 19$; el número de dientes de la rueda $Z_2 = 77$ y con el número de revoluciones de entrada al reductor 412,8 rev/min se obtiene como resultado 101,883 rev/min.

3.4.3.1.1 - Número de revoluciones del árbol de salida del reductor diferencial

El número de revoluciones del árbol de salida del reductor diferencial se obtiene mediante la ecuación 2.7, donde se sustituye el número de dientes del piñón $Z_1 = 19$; el número de dientes de la rueda $Z_2 = 77$ y con el número de revoluciones del árbol intermedio del reductor $n_3 = 101,883\text{ rev/min}$, se obtiene como resultado $n_4 = 25,14\text{ rev/min}$.

3.5 - Diseño de los elementos del reductor diferencial

Para el desarrollo de la distancia interaxial entre los ejes de los engranajes oblicuos por la ecuación 2.8 es necesario algunos coeficientes tales como, coeficiente que considera irregularidad de distribución de la carga entre los dientes $K_{\alpha t} = 1,05$ para 8 grados de precisión, el coeficiente de carga $K = 1,5$ cuando las ruedas en los árboles es próxima a la disposición asimétrica y el valor de Ψ_a de los engranajes reductores, fabricados de acero mejorado y dispuesto de modo asimétrico, se recomienda tomar igual a 0,4. La tensión admisible por contacto por la ecuación 2.10 se obtiene $[\sigma]_T = 777,77$ MPa durante el trabajo prolongado, donde el valor del límite de fatiga de las capas superficiales de los dientes por contacto se determina por la dureza (tabla No 2.2) que es igual $\sigma_{ot} = 1\ 050$ MPa, con un temple a corazón y una dureza 50 HRC; $n = 1,35$ coeficiente de seguridad para consecuencias graves de fallos y $Z_R = 1$ coeficiente que considera la aspereza de las superficie en función del grado de aspereza de las superficies por la (tabla 2.3). El momento torsor dos $M_{t_2} = 480\ 429\ N \cdot mm$ se desarrolla mediante la ecuación 2.11 que para el mismo es necesario poseer la velocidad angular dos por la ecuación 2.12 obteniendo $w_2 = 10,663754\ rad/s$, con un número de revoluciones $n_3 = 101,883\ rev/min$. Finalmente se sustituyen estos valores en la ecuación de distancia interaxial planteada anteriormente y se obtiene $a_w = 264,8\ mm$ donde se normaliza a 315 mm.

3.5.1 - Determinación de la tensión a la tracción

En la ecuación 2.13 tensión a tracción es la encargada de reducir y satisfacer la condición según la cuál las tensiones de contacto no deben superar las admisibles por lo que sustituyendo el valor de la distancia interaxial $a_w = 315\ mm$ normalizada, la relación de transmisión $i = 4,05$ para el primer escalón, el momento torsor dos $M_t = 480\ 429\ Nmm$, el ancho de la rueda $b = 126\ mm$ según ecuación 2.9 y los coeficiente que considera la irregularidad de distribución de la carga entre los dientes $K_{\alpha t} = 1,05$ para 8 grados de precisión, el coeficiente de carga $K = 1,5$ donde las ruedas en los árboles es próxima a la

disposición asimétrica se obtiene como resultado 599,73 MPa. Por lo que se cumple la condición de resistencia $599,73MPa \leq 777,77MPa$.

3.5.2 - Módulo Normal

El módulo normal se determina por el criterio principal de capacidad de trabajo y la resistencia de contacto por lo que sustituyendo el valor de la distancia interaxial $a_w = 315$ mm normalizada en la ecuación 2.14 se obtiene como módulo normal $m_n = 7$ mm normalizado.

3.5.3 - Módulo normal cuando la resistencia a la flexión es el criterio principal de capacidad de trabajo

Mediante la ecuación 2.15 se obtiene el módulo normal cuando la resistencia a la flexión es el criterio principal donde se sustituyen los valores siguientes: $\beta = 16$ siendo el ángulo de inclinación del diente, $Y_\beta = 0,9$ coeficiente del ángulo de inclinación del diente 2.16, $Y_F = 3,74$ coeficiente de resistencia de los dientes según las tensiones locales y $K = 1,5$ coeficiente de carga para los engranajes helicoidales $\Psi_m = 11$. Finalmente se sustituyen en la ecuación planteada anteriormente obteniendo módulo normal $m_n = 4,5$ mm normalizado, por lo que se escoge el mayor módulo $m_n = 7$ que garantizar la resistencia a la flexión y la tensión de contacto.

3.5.4- Resultados principales de las relaciones geométricas en las transmisiones por engranajes exteriores de dientes cilíndricos de dientes helicoidales

En la tabla 3.3 se muestran los resultados de las dimensiones principales de las relaciones geométricas en las transmisiones por engranajes exteriores de dientes cilíndricos de dientes helicoidales en el primer escalón, donde para la obtención de estos valores se tiene en cuenta el número de dientes del piñón $Z_1 = 17$ y la rueda $Z_2 = 77$, la relación de transmisión de la misma $i = 4.05$, módulo normal 7 mm y el ángulo de inclinación de los dientes $\beta = 16$.

Tabla 3.3. Dimensiones principales de las transmisiones de dientes cilíndricos de dientes helicoidales

Nombre	Ecuación	Valor	Unidad de medida	Designación
Número sumario de dientes	2.17	90	(-)	Z_{Σ}
Número de dientes del piñón	2.18	18	(-)	Z_1
Número de diente de la rueda	2.19	72	(-)	Z_2
Diámetro de la circunferencia primitiva del piñón	2.20	131	mm	d_{w1}
Diámetro de la circunferencia primitiva de la rueda	2.21	524	mm	d_{w2}
Diámetro de la circunferencia exterior para el piñón	2.22	145	mm	d_{a1}
Diámetro de la circunferencia exterior de la rueda	2.23	538	mm	d_{a2}
Distancia Interaxial	2.24	400	mm	a_w
Módulo circunferencial	2.25	7,28	mm	m_t
Altura del diente	2.26	15,75	mm	h
Altura de la cabeza del diente	2.27	7	mm	ha
Juego radial	2.28	1,75	mm	C
Diámetro de la circunferencia de fondo del piñón	2.29	113	mm	$df1$
Diámetro de la circunferencia de fondo de la rueda	2.30	506	mm	$df2$

Los valores obtenidos en la tabla 3.3 demostraron que las medidas geométricas que poseen los reductores diferenciales actuales no cumplen con las exigencias requeridas, por lo que es necesario sustituir los componentes del mismo para así poder aumentar la durabilidad del equipo. Esto trae consigo una mayor eficiencia a la planta y mayor vida útil del equipo, aumentando el ahorro en el mantenimiento.

3.5.5 –Diseño de los elementos del reductor diferencial en el segundo escalón

Para el desarrollo de la distancia interaxial entre los ejes de los engranajes oblicuos por la ecuación 2.8, es necesario algunos coeficientes tales como, coeficiente que considera irregularidad de distribución de la carga entre los dientes $K_{\alpha t} = 1,05$ para 8 grados de precisión, el coeficiente de carga $K = 1,5$ cuando las ruedas en los árboles es próxima a la disposición asimétrica y el valor de Ψ_a de los engranajes reductores, fabricados de acero

mejorado y dispuesto de modo asimétrico, se recomienda tomar igual a 0,4. La tensión admisible por contacto por la ecuación 2.10 se obtiene $[\sigma]_T = 857$ MPa durante el trabajo prolongado, donde el valor del límite de fatiga de las capas superficiales de los dientes por contacto se determina por la dureza (tabla No 2.2) siendo igual $\sigma_{ot}=1$ 158 MPa con un temple a corazón y una dureza 56 HRC; $n = 1,35$ coeficiente de seguridad que puede tomarse para consecuencias graves de fallos y $Z_R = 1$ es el coeficiente que considera la aspereza de las superficie y que se selecciona en función del grado de aspereza de las superficies (tabla 2.3). El momento torsor $M_{t4}=1$ 889 171,666 $N \cdot mm$ se desarrolla mediante la ecuación 2.32 que para el mismo es necesario poseer la velocidad angular dos por la ecuación 2.12 siendo $w_4=2,63132$ rad/s con un número de revoluciones $n_4=25,14$ rev/min. Finalmente se sustituyen estos valores en la ecuación de distancia interaxial planteada anteriormente y se obtiene $a_w = 391,66$ mm donde se normaliza a 400 mm.

3.5.5.1 - Determinación de la tensión a la tracción

La tensión a tracción se determina por la ecuación 2.13 que es la encargada de reducir y satisfacer la condición, según la cuál las tensiones de contacto no deben superar las admisibles, por lo que sustituyendo los valores de los coeficientes de la distancia interaxial $a_w = 400$ mm normalizada, relación de transmisión $i = 4,05$ para el segundo escalón, el momento torsor de salida del reductor $M_{t4}=1889171,66$ $N \cdot mm$, el ancho $b = 160$ mm por la ecuación 2.9, coeficiente que considera irregularidad de distribución de la carga entre los dientes $K_{\alpha t} = 1,05$ para 8 grados de precisión, el coeficiente de carga $K = 1,5$ cuando las ruedas en los árboles es próxima a la disposición asimétrica, finalmente se obtiene como resultado la tensión a tracción $\sigma_t = 831,107$ MPa. Dando lugar al cumplimiento de a la condición de resistencia siendo $831MPa \leq 840MPa$.

3.5.5.2 - Módulo Normal

El módulo normal se determina por el criterio principal de capacidad de trabajo y la resistencia de contacto por la ecuación 2.14 donde en la misma se sustituye la distancia interaxial $a_w = 400$ mm normalizada y se obtiene un módulo normal $m_n = 8$ normalizado.

3.5.5.3 - Módulo normal cuando la resistencia a la flexión es el criterio principal de capacidad de trabajo

Para determinar el módulo normal cuando la resistencia a la flexión es el criterio principal de carga se establece por la ecuación 2.15 donde sustituyendo $\beta = 16$ que es el ángulo de inclinación del diente, $Y_\beta = 0,9$ coeficiente del ángulo de inclinación del diente 2.16, $Y_F = 3,74$ coeficiente de resistencia de los dientes según las tensiones locales, $K = 1,5$ y el coeficiente de carga siendo para los engranajes helicoidales $\Psi_m = 1$ se obtiene un modulo de 5 mm normalizado. Por lo que se escoge el módulo mayor siendo en este caso 8 mm para garantizar la resistencia a la flexión y la tensión de contacto.

3.5.5.4 - Resultados principales de las relaciones geométricas en las transmisiones por engranajes exteriores de dientes cilíndricos de dientes helicoidales

En la tabla 3.4 se muestran los resultados de las dimensiones principales de las relaciones geométricas en las transmisiones por engranajes exteriores de dientes cilíndricos de dientes helicoidales en el segundo escalón, donde para la obtención de estos valores se tiene en cuenta el números de dientes del piñón $Z_1 = 17$ y la rueda $Z_2 = 77$, la relación de transmisión de la misma $i = 4.05$, módulo normal 8 mm y el ángulo de inclinación de los dientes $\beta = 16$.

Tabla 3.4. Resultados de las dimensiones principales para el cálculo de las transmisiones por engranajes exteriores de dientes cilíndricos de dientes helicoidales en el segundo escalón

Nombre	Ecuación	Valor	Unidad de medida	Designación
Número sumario de dientes	2.17	100	(-)	Z_Σ
Número de dientes del piñón	2.18	20	(-)	Z_1
Número de diente de la rueda	2.19	80	(-)	Z_2

Continuación de la tabla 3.4. Resultados de las dimensiones principales para el cálculo de las transmisiones por engranajes exteriores de dientes cilíndricos de dientes helicoidales en el segundo escalón

Diámetro de la circunferencia primitiva del piñón	2.20	166	mm	d_{w1}
Diámetro de la circunferencia primitiva de la rueda	2.21	665	mm	d_{w2}
Diámetro de la circunferencia exterior para el piñón	2.22	182	mm	d_{a1}
Diámetro de la circunferencia exterior de la rueda	2.23	681	mm	d_{a2}
Distancia Interaxial normalizada	2.24	500	mm	a_w
Módulo circunferencial	2.25	8,32	mm	m_t
Altura del diente	2.26	18	mm	h
Altura de la cabeza del diente	2.27	8	mm	ha
Juego radial	2.28	2	mm	C
Diámetro de la circunferencia de fondo del piñón	2.29	146	mm	$df1$
Diámetro de la circunferencia de fondo de la rueda	2.30	646	mm	$df2$

Los valores obtenidos en la tabla 3.4 demostraron que las medidas geométricas que poseen los reductores diferenciales actuales no cumplen con las exigencias requeridas, por lo que es necesario sustituir los componentes del mismo para así poder aumentar la durabilidad del equipo. Esto trae consigo una mayor eficiencia a la planta y mayor vida útil del equipo, aumentando el ahorro en el mantenimiento.

3.5.6- Cálculos de las transmisiones con engranajes cónicos

En las transmisiones con engranajes cónicos es necesario comenzar por la tensión admisible por contacto en la ecuación 2.31, donde se sustituyen los valores que se muestran a continuación, límite de fatiga de las capas superficiales de los dientes por contacto, que se determina por la dureza media en la tabla 2.2 siendo igual a $\sigma_{ot}=1050 \text{ MPa}$ con un temple superficial y una dureza 50 HRC; $n = 1,3$ coeficiente de seguridad que puede tomarse para consecuencias graves de fallos, $Z_R = 1$ es el coeficiente que considera la aspereza de las superficie y se selecciona en la tabla 2.3.

Finalmente sustituyendo estos valores en la ecuación de la tensión admisible planteada anteriormente se obtiene $[\sigma]_T = 807,692 \text{ MPa}$.

3.5.6.1 - Momento torsor de salida en el reductor diferencial

El momento torsor de salida en el reductor diferencial es de $1889171 \text{ N}\cdot\text{mm}$ mediante la ecuación 2.32, con el número de revoluciones de salida del reductor diferencial $n_6 = 25,14 \text{ rev/min}$ se obtiene una velocidad angular $W_6 = 2,63132 \text{ rad/s}$ por la ecuación 2.12.

3.5.6.2 - Resistencia por contacto de los engranajes cónicos

Mediante la ecuación 2.33 siendo la tensión de contacto sobre el diente, donde se sustituye el valor del diámetro de la circunferencia primitiva exterior de la rueda cónicas $de2 = 6,99 \text{ cm}$ por la ecuación 2.34 y la relación de transmisión $i = 1,6$ mediante la ecuación 2.2, siendo el número de dientes de la rueda $Z_2 = 16$ y del piñón $Z_1 = 10$, con el coeficiente de carga $K=1$ se obtiene el valor $805,6 \text{ MPa}$ por lo que la condición se cumple, siendo $805,6 \text{ MPa} \leq 807,6 \text{ MPa}$.

3.5.6.3 - Ángulos de los conos primitivos φ_1 y φ_2 de un par dentado

Para la obtención de los ángulos de los conos primitivo es necesario posee la relación de transmisión $i = 1,6$ donde sustituyendo este valor en la ecuaciones 2.35, 2.36 se obtiene $\varphi_1 = 32$ y $\varphi_2 = 57,99$.

3.5.6.4 - Módulo circunferencial exterior y diámetro de la circunferencia primitiva

Para la obtención del módulo circunferencial exterior es necesario poseer el valor del diámetro exterior de la rueda $de2 = 6,9 \text{ cm}$ y el número de dientes de la rueda $Z_2 = 16$ que por la ecuación 2.37 se obtiene como resultado para el módulo circunferencial $mte = 4,3 \text{ mm}$ y normalizado $mte = 6 \text{ mm}$. Luego se precisa el diámetro de la circunferencia primitiva exterior por la ecuación 2.38 obteniendo $de2 = 96 \text{ mm}$.

3.5.6.5 - Distancia cónica exterior del par de engrane

Para la obtención de la distancia cónica exterior del par de engrane primeramente es necesario poseer el número de diente de una rueda plana luego el número de dientes del piñón $Z_1=10$ y la rueda $Z_2=16$ se precisan en la ecuación 2.40 siendo $Zc = 18$, luego el

número de dientes de la rueda plana se sustituye en la ecuación 2.40 junto con el módulo circunferencial exterior $m_{te} = 6$ mm dando lugar $R_e = 56,601$ mm.

3.5.6.6 - Ancho de la corona dentada

Mediante la distancia cónica exterior $R_e = 56,601$ mm y con el valor recomendable de $k_{be} = b_w/R_e = 0,285$ da lugar a el ancho de la corona dentada $b_w = 16$ mm por la ecuación 2.41. El ancho de la rueda es de 16 mm mientras que el del piñón es 5 veces más que el de la rueda es decir 21 mm. La comprobación en la transmisión mediante la ecuación 2.42 se cumple $16 \leq 60$.

3.5.6.7 - Relación entre el módulo normal medio (m_{nm}) y el módulo circunferencial exterior

Se tiene en cuenta para la relación entre el módulo medio y el módulo circunferencial exterior los siguientes factores tales como: el módulo circunferencial exterior $m_{te} = 6$ mm, distancia cónica exterior del par de engrane 56,601 mm y el ancho de la corona dentada $b_w = 16$ mm por lo que se sustituye en la ecuación 2.43 y obtenemos $m_{nm} = 5,14$ mm y normalizado 6 mm.

3.5.6.8 - Tensión admisible a la flexión durante el trabajo prolongado con carga continuas

Para la obtención de la tensión admisible a la flexión durante el trabajo prolongado con cargas continuas es necesario primeramente hallar varios coeficientes tales como: $n_1 = 1,75$ para temple superficial, $n_2 = 1$ porque no es un acero fundido, $n_3 = 1$ trabaja al medio ambiente, $\sigma_0 = 1050$ MPa límite de resistencia a la fatiga, expresado en las tensiones locales, (Tabla 2.5), en el caso de rectificado de desbaste $Y_R = 0,7$; coeficiente que considera el endurecimiento por deformación en frío. Después del tratamiento térmico de la cementación y el temple $Y_{e.m} = 1,2$ y el factor de escala $Y_e = 1$. Luego de haber calculado los coeficientes necesarios para hallar la tensión admisible a la flexión mediante la ecuación 2.44 se tiene que $[\sigma]_F = 504$ MPa.

3.5.6.9 - Módulo nominal medio

Para obtener el módulo nominal medio es necesario primeramente obtener el valor del diámetro de la circunferencia primitiva $d_2 = 14$ mm mediante la ecuación 2.46, luego se tiene en cuenta los siguientes factores $Y_F = 3,55$ coeficiente de resistencia de los dientes (ver tabla 2.4), $K = 1,3$ coeficiente de concentración de carga, $\beta = 0$ ángulo de inclinación de los dientes, $b_w = 16$ mm ancho de la corona dentada, $i = 1,6$ relación de transmisión, $y_f = 3,55$ coeficiente según el desplazamiento y el coeficiente que se adopta en función del grado de precisión de los dientes $K\alpha = 1$. Donde sustituyendo estos coeficientes en la ecuación 2.45 se obtiene un módulo nominal medio $M_{nm} = 1$ mm normalizando.

3.5.6.10 - Relaciones geométricas principales en los engranajes cónicos

En la tabla 3.5 se muestran los resultados de las dimensiones principales para el cálculo de las transmisiones cónicas en el sistema planetario donde se tienen en cuenta los números de dientes del piñón y la rueda $Z_1 = 10$; $Z_2 = 16$ respectivamente, la relación de transmisión de la misma $i = 1,6$, módulo 6 mm y el ángulo de inclinación de los dientes $\beta = 0$.

Tabla 3.5. Dimensiones principales de las transmisiones cónicas en el sistema planetario

Nombre	Ecuación	Valor	Unidad de medida	Designación
Números equivalentes de dientes del piñón	2.47	30	(-)	Z_{vr1}
Números equivalentes de dientes de de la rueda	2.48	11	(-)	Z_{vr2}
Distancia media cónica	2.49	48	mm	R_m
Altura máxima de la cabeza del diente (extremo)	2.50	6	mm	$h_{ae1} = h_{ae2}$
Altura máxima de los dientes en el extremo	2.51	13,2	mm	$h_{e1} = h_{e2}$
Altura máxima del pie del diente (en el extremo)	2.52	7,2	mm	$h_{fe1} = h_{fe2}$
Diámetro de la circunferencia primitiva exterior para el piñón	2.53	66	mm	d_{e1}
Diámetro de la circunferencia primitiva para la rueda	2.54	180	mm	d_{e2}
Diámetro exterior de los vértices para el piñón	2.55	76	mm	d_{ae1}
Diámetro exterior de los vértices en la rueda	2.56	82	mm	d_{ae2}

Continuación Tabla 3.5. Dimensiones principales de las transmisiones cónicas en el sistema planetario

Ángulo del pie del diente	2.57	6	mm	$\theta_{f1} = \theta_{f2}$
Ángulo de la cabeza del diente	2.58	6	mm	$\theta_{a1} = \theta_{f2}$
Ángulo de la cabeza del diente	2.59	6	mm	$\theta_{a1} = \theta_{f2}$

Los valores obtenidos en la tabla 3.5 demostraron que las medidas geométricas que poseen los reductores diferenciales actuales no cumplen con las exigencias requeridas, por lo que es necesario sustituir los componentes del mismo para así poder aumentar la durabilidad del equipo. Esto trae consigo una mayor eficiencia a la planta y mayor vida útil del equipo, aumentando el ahorro en el mantenimiento.

3.5.7 - Selección de la transmisión Polea – Correa

Para la selección de la transmisión polea – correa se tuvo en cuenta la relación de transmisión por la ecuación 2.1 donde se sustituyen los valores del número de revoluciones del motor $n_1 = 1160$ rev/min y el número de revoluciones de entrada al reductor $n_2 = 412,8$ rev/min obteniendo $i = 2,87$.

3.5.7.1 - Elección del tipo de correa y perfil

La elección de la correa y el perfil se escoge en función de la magnitud del momento torsional $M_t = 45,301$ Nm en la ecuación 2.61, donde se sustituyen los valores de la velocidad angular $W_1 = 211,413$ rad/seg en la ecuación 2.12 donde el número de revoluciones es del reducto $n_1=1160$ rev/min y la potencia del motor $N_1 = 5,5$ kW. Luego con el momento actuante se entra en la tabla 2.6 con el valor 4,5 kgfm donde se escoge el tipo de correa trapezoidal, designación de la sección B, $D_{\min} = 125$ mm diámetro mínimo y la longitudes máximas normalizadas 800-6300 mm.

El diámetro mínimo de la polea menor para transmitir una potencia de 5,28kW con el número de revoluciones del motor $n = 1160$ rev/min se obtiene por la ecuación 2.62 $D1=184,7mm$ donde el diámetro se lleva a la tabla 2.7 y se escoge el rango del diámetro mínimo normalizado $D_1 = 190$ el cual arroja otros valores de interés .

3.5.8.2 - Diámetro de la polea mayor

Con el valor del diámetro de la polea menor $D_1 = 190mm$, relación de transmisión $i = 2,86$ y el coeficiente de deslizamiento, se sustituyen en la ecuación 2.63 y se obtiene $D_2 = 533,8mm$.

3.5.8.3 - Distancia mínima y máxima entre los ejes

Primeramente es necesario poseer varios factores para la obtención de la distancia mínima tales como; diámetro mínimo de la polea menor $D_1 = 190mm$, diámetro mayor de la polea $D_2 = 533,8mm$ y la altura de la sección transversal de la correa $h = 10,8$ mm se sustituyen en la ecuación 2.64 obteniendo $a_{min} = 408,609mm$. Mientras que para la amplitud máxima solo hay que sustituir los valores del diámetro de las poleas menores y mayor en la ecuación 2.65 y se obtiene 1446 mm.

3.5.8.4 - Comprobación de las tensiones

Las tensiones de hila flexible que envuelve el cilíndrico se determinan mediante la ecuación 2.66 donde con la relación de transmisión de la polea correa $i_{p-c} = 2.86$ que la misma se compone mediante la ecuación 2.67 para determinar la tensión $\sigma_2 = 160,09 N$, luego se sustituye estos valores en la ecuación 2.68 dando lugar $\sigma_1 = 457,86N$. Para el desarrollo de la ecuación 2.69 se suman las tensiones $\sigma_2 = 160,09 N$ y $\sigma_1 = 457,86N$ y se obtiene la tensión total que actúa en la polea correa $\sigma_T = 617,95N$.

3.5.9 - Diseño de los árboles del reductor diferencial

Se diseñará el árbol del reductor diferencial a la entrada del mismo donde se tendrán en cuenta las cargas que actúan y los momentos torsores actuante.

3.5.9.1 - Diseño del árbol de entrada

Por medio de la metodología de cálculo propuesta se puede determinar velocidad angular a la entrada del reductor según la ecuación 2.12, en esta ocasión $n_2 = 412,8$ rev/min, sustituyendo; $w = 43,2064$ rad/s.

La potencia de entrada al reductor $N_2 = 5,28$ kW se determina por la ecuación 2.3, la misma depende del rendimiento de la polea correa y la potencia de salida del motor siendo la velocidad angular $w = 43,2064$ rad/s donde se tiene que: $M_i = 122\ 204,1179 N \cdot mm$.

Es posible determinar el diámetro de salida del árbol el cual debe ser mayor o igual a la raíz cúbica del valor obtenido al establecer la relación entre el momento torsor que actúa sobre el árbol y la tensión admisible a cortante ($[\tau]=20MPa$), el mismo se multiplica por un coeficiente igual a 0,2, por lo que al sustituir en la ecuación 2.70 y normalizar el diámetro de salida por la serie de números referidos R40 se obtiene que:

$$d_K = 40mm.$$

Al considerar el diámetro de salida, que se ha calculado, es necesario escalonar respectivamente para ubicar los cojinetes y los engranes en el árbol, por lo que se puede definir que desde el punto de vista geométrico el árbol resistirá los esfuerzos a los que estarán sometidos (ver figura 3.1).

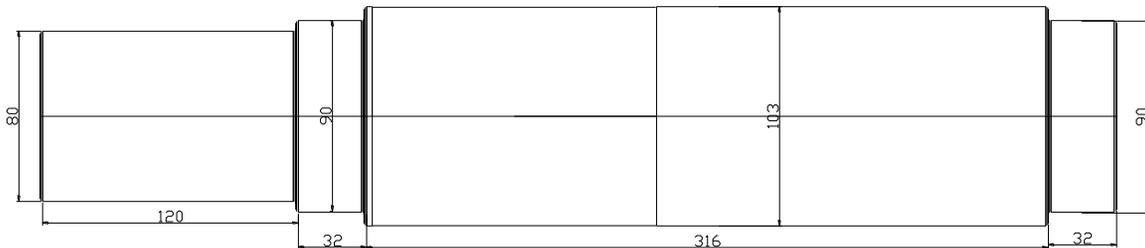


Figura 3.1. Propuesta del árbol de salida

3.5.9.1.1 - Diseño aproximado o de proyecto del árbol

Es necesario calcular los momentos (flexión y torsión) que actúan sobre el árbol el cual se realizó por el software Mecasoft (Anexo 8) para determinar la sección más peligrosa del árbol, donde el momento de flexión resultante según la ecuación 2.71 se determina aplicando la raíz cuadrada a la suma del cuadrado del momento flector en el plano del eje de las (y) siendo el momento flector $M_y = 117895N \cdot mm$ y en el plano del eje de las (x) el momento flector $M_x = 63648N \cdot mm$ según muestra el gráfico de momento flector representado en el (anexo 8) donde:

Sustituyendo se tiene que:

$$M_f = 133979N \cdot mm$$

Por la tercera teoría de la resistencia se determina el momento equivalente para combinación de los esfuerzos el cual depende de la raíz cuadrada de la suma del cuadrado del momento de flexión resultante $M_f = 133979N \cdot mm$ y el momento torsor que

actúa sobre el árbol $M_t = 122204,1179 N \cdot mm$ por lo que sustituyendo en la ecuación 2.72 se tiene que:

$$M_{eq} = 3203,8 N \cdot mm$$

Después de realizar los cálculos anteriores se determina el diámetro para la sección más peligrosa según la ecuación 2.73 el cual se obtiene por la raíz cúbica de la relación existente entre el momento equivalente $M_{eq} = 3203,8 N \cdot mm$ y la tensión de flexión admisible del tercer régimen $[\sigma_{flex}]_{III} = 60,78 MPa$ teniendo en cuenta además que se trata de un árbol macizo donde $\beta = 0$, por lo que la sustituyo y estandarizo el valor del diámetro de la sección más peligrosa por la serie de números preferidos R40 se tiene que:

$$d \geq 20 mm.$$

3.5.9.2 - Diseño del árbol intermedio

Por medio de la metodología de cálculo propuesta se puede determinar velocidad angular en el árbol intermedio del reductor según la ecuación 2.12, en esta ocasión $n_3 = 101,883$ rev/min, sustituyendo; $w = 10,663$ rad/s.

La potencia actuante en el árbol intermedio del reductor $N = 123$ kW se determina por la ecuación 2.11 el cual depende de rendimiento de la polea correa, el rendimiento de los cojinetes, y el rendimiento de los engranes siendo la velocidad angular $w = 10,663$ rad/s donde se tiene que: $M_t = 480463 N \cdot mm$.

Es posible determinar el diámetro de salida del árbol el cual debe ser mayor o igual a la raíz cúbica del valor obtenido al establecer la relación entre el momento torsor que actúa sobre el árbol y la tensión admisible a cortante ($[\tau] = 20 MPa$), la cual se multiplica por un coeficiente igual a 0,2, por lo que al sustituir en la ecuación 2.70 y normalizar el diámetro de salida por la serie de números referidos R40 se obtiene que:

$$d_k = 60 mm.$$

Al considerar el diámetro de salida, que se ha calculado, es necesario escalarlo respectivamente para ubicar los cojinetes y las fuerzas en el árbol, por lo que se puede definir que desde el punto de vista geométrico el árbol resiste los esfuerzos a los que están sometidos (ver figura 3.1).

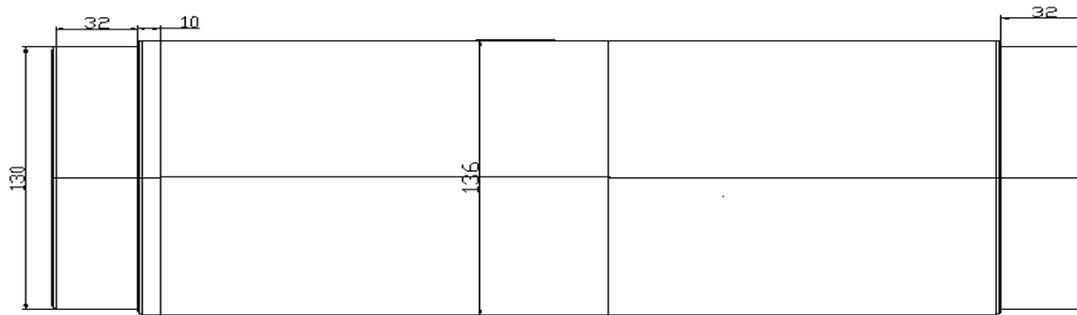


Figura.3.3. Propuesta del árbol intermedio

3.5.9.2.1 - Diseño aproximado o de proyecto del árbol

Es necesario calcular los momentos (flexión y torsión) que actúan sobre el árbol el cual se realizó por el software Mecasoft (Anexo 9) para determinar la sección más peligrosa del árbol, donde el momento de flexión resultante según la ecuación 2.71 se determina aplicando la raíz cuadrada a la suma del cuadrado del momento flector en el plano del eje de las (y) siendo el momento flector $M_y = 485115N \cdot mm$ y en el plano del eje de las (x) el momento flector $M_x = 261119N \cdot mm$ según muestra el gráfico de momento flector representado en el (anexo 9) donde:

Sustituyendo se tiene que:

$$M_f = 550926N \cdot mm$$

Por la tercera teoría de la resistencia se determina el momento equivalente para combinación de los esfuerzos el cual depende de la raíz cuadrada de la suma del cuadrado del momento de flexión resultante $M_f = 550926N \cdot mm$ y el momento torsor que actúa sobre el árbol $M_t = 480463N \cdot mm$ por lo que sustituyendo en la ecuación 2.72 se tiene que:

$$M_{eq} = 731002N \cdot mm$$

Después de realizar los cálculos anteriores se determina el diámetro para la sección más peligrosa según la ecuación 2.73 el cual se obtiene por la raíz cúbica de la relación existente entre el momento equivalente $M_{eq} = 731002N \cdot mm$ y la tensión de flexión admisible del tercer régimen $[\sigma_{flex}]_{III} = 60,78MPa$ teniendo en cuenta además que se

trata de un árbol macizo donde $\beta = 0$, por lo que la sustituyo y estandarizo el valor del diámetro de la sección más peligrosa por la serie de números preferidos R40 se tiene que:
 $d \geq 110mm$.

3.5.9.3 - Diseño del árbol de salida del reductor diferencial

Por medio de la metodología de cálculo propuesta se puede determinar velocidad angular en el árbol de salida del reductor según la ecuación 2.12, en esta ocasión $n_5 = 25.14$ rev/min, sustituyendo: $W_4 = 2,63132rad/s$.

La potencia actuante en el árbol de salida del reductor diferencial $N = 4970000 N \cdot mm/s^{-1}$ siendo la velocidad angular $w = 2,63 rad/s$ donde se tiene que $Mt = 1889 171 N \cdot mm$. Es posible determinar el diámetro de salida del árbol el cual debe ser mayor o igual a la raíz cúbica del valor obtenido al establecer la relación entre el momento torsor que actúa sobre el árbol y la tensión admisible a cortante ($[\tau] = 20MPa$), luego se multiplica por un coeficiente igual a 0,2, por lo que al sustituir en la ecuación 2.70 y normalizar el diámetro de salida por la serie de números referidos R40 se obtiene que:

$$d_k = 80mm.$$

Al considerar el diámetro de salida, que se ha calculado, es necesario escalonar respectivamente para ubicar los cojinetes y las fuerzas en el árbol, por lo que se puede definir que desde el punto de vista geométrico el árbol resiste los esfuerzos a los que están sometidos (ver figura 3.3).

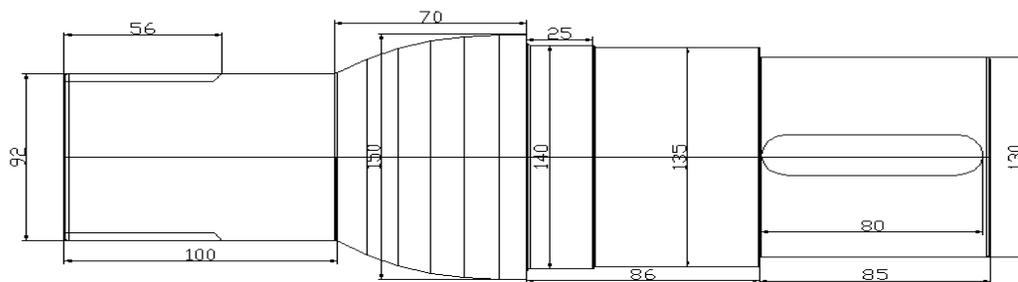


Figura 3.3. Propuesta del árbol de salida

3.5.9.3.1 - Diseño aproximado o de proyecto del árbol

Es necesario calcular los momentos (flexión y torsión) que actúan sobre el árbol el cual se realizó por el software Mecasoft (Anexo 10) para determinar la sección más peligrosa del árbol, donde el momento de flexión resultante según la ecuación 2.71 se determina aplicando la raíz cuadrada a la suma del cuadrado del momento flector en el plano del eje de las (y) siendo el momento flector en la sección más peligrosa $M_y = 0 N \cdot mm$ y en el plano del eje de las (x) el momento flector $M_x = 6720 N \cdot mm$ según muestra el gráfico de momento flector representado en el (anexo 10) donde:

Sustituyendo se tiene que:

$$M_f = 6720 N \cdot mm$$

Por la tercera teoría de la resistencia se determina el momento equivalente para combinación de los esfuerzos el cual depende de la raíz cuadrada de la suma del cuadrado del momento de flexión resultante $M_f = 6720 N \cdot mm$ y el momento torsor que actúa sobre el árbol $M_t = 1889171 N \cdot mm$ por lo que sustituyendo en la ecuación 2.72 se tiene que:

$$M_{eq} = 1889182 N \cdot mm$$

Después de realizar los cálculos anteriores se determina el diámetro para la sección más peligrosa según la ecuación 2.73 el cual se obtiene por la raíz cúbica de la relación existente entre el momento equivalente $M_{eq} = 1889182 N \cdot mm$ y la tensión de flexión admisible del tercer régimen $[\sigma_{flex}]_{III} = 60,78 MPa$ teniendo en cuenta además que se trata de un árbol macizo donde $\beta = 0$, por lo que la sustituyo y estandarizo el valor del diámetro de la sección más peligrosa por la serie de números preferidos R40 se tiene que:
 $d \geq 150 mm$.

3.5.10 - Selección de la chaveta del árbol de entrada del reductor diferencial

Para la selección de la chaveta en el árbol de entrada del reductor diferencial hay que tener en cuenta la condición de resistencia, por lo que se parte del radio convencional en la ecuación 2.76 siendo el diámetro del árbol $d = 70 mm$ y sustituyéndolo en la ecuación anterior se obtiene $R = 35 mm$. También se tiene en cuenta el área de la sección transversal que por la norma cubana se ingresa con el diámetro del árbol y se escoge el

ancho $b = 20$ mm, la altura $h = 12$ mm y $l = 56$ mm, sustituyendo estos valores en la ecuación 2.77 para el área de la sección transversal $A = 336$ mm². Luego de encontrar estos valores se sustituyen en la ecuación 2.74, teniendo que el momento torsor es de 122222 N·mm, obtenemos como resultado 10 MPa; siendo así, la condición se cumple ya que el valor de la tensión de aplastamiento es de 150 MPa, para el cubo de acero y cargas constantes y estáticas.

En la selección de la longitud de la chaveta, teniendo en cuenta la tensión de aplastamiento y el momento torsor, se sustituyen los valores del mismo en el árbol $M_t = 122222$ N·mm y el diámetro del árbol 70 mm y se entra a la tabla 2.8 donde se selecciona la sección de la chaveta, altura $h = 12$ mm; con el valor extraído se sustituye en la ecuación 2.79 con una tensión de aplastamiento $[\sigma_{apl}] \leq 150$ MPa obteniendo 3.8 mm de longitud donde normalizado por la norma cubana se obtiene que la longitud $l = 56$ mm. Para determinar la longitud de la chaveta, teniendo en cuenta las tensiones de cizallamiento es necesario poseer las secciones de la chaveta, donde por la norma cubana se tiene que el ancho $b = 20$ mm y el diámetro del árbol es de 70 mm el cual se sustituye en la ecuación 2.80 con un tensión de $[\tau_{ciz}] = 75$ MPa obteniendo 2,32 mm donde normalizada es $l = 56$ mm.

3.5.10.1 - Selección de la chaveta del árbol intermedio del reductor diferencial

Para la selección de la chaveta en el árbol intermedio del reductor diferencial, hay que tener en cuenta la condición de resistencia, por lo que se parte del radio convencional en la ecuación 2.76 siendo el diámetro del árbol $d = 136$ mm y sustituyéndolo en la ecuación anterior se obtiene $R = 680$ mm. También se tiene en cuenta el área de la sección transversal que por la norma cubana se ingresa con el diámetro del árbol y se escoge el ancho $b = 36$ mm, la altura $h = 20$ mm y $l = 82$ mm, sustituyendo estos valores en la ecuación 2.75 para el área de la sección transversal $A = 820$ mm². Luego de encontrar estos valores se sustituyen en la ecuación 2.74, teniendo que el momento torsor es de $M_t = 480463$ N·mm obtenemos como resultado 0,86 MPa; siendo así, la condición se cumple ya que el valor de la tensión de aplastamiento es de 150 MPa, para cubos de acero con cargas constantes y estáticas.

En la selección de la longitud de la chaveta, teniendo en cuenta la tensión de aplastamiento se sustituyen los valores del momento torsor actuante en el árbol $M_t = 480463 \text{ N} \cdot \text{mm}$ y el diámetro del árbol $d = 136 \text{ mm}$ con el cual se entra a la tabla 2.11 y se selecciona la sección de la chaveta, altura $h = 20 \text{ mm}$, con el valor extraído se sustituyen en la ecuación 2.79 con una tensión de aplastamiento $[\sigma_{apl}] \leq 150 \text{ MPa}$ obteniendo $4,92 \text{ mm}$. Luego se normaliza y se obtiene una longitud de $l = 82 \text{ mm}$.

Para determinar la longitud de la chaveta teniendo en cuenta las tensiones de cizallamiento es necesario poseer las secciones de la misma donde por la norma cubana se tiene que el ancho $b = 20 \text{ mm}$ y el diámetro del árbol es de 130 mm , se sustituyen en la ecuación 2.80 con un tensión de $[\tau_{Ciz}] = 75 \text{ MPa}$ obteniendo $2,6 \text{ mm}$. Luego se normaliza y se obtiene $l = 82 \text{ mm}$.

3.5.10.2 - Selección de la chaveta del árbol de salida (estriado)

Para la selección de la chaveta en el árbol de salida del reductor diferencial hay que tener en cuenta la condición de resistencia, por lo que partimos del radio convencional mediante la ecuación 2.78, donde el diámetro de cabeza del dentado es $D_c = 98 \text{ mm}$ y el diámetro del pie del diente $d_p = 92 \text{ mm}$ donde estos valores fueron extraídos del atlas de diseño de elemento de máquina (1986), donde el diámetro del árbol estriado $d = 92 \text{ mm}$ y sustituyéndolo en la ecuación anterior se obtiene $R = 47,5 \text{ mm}$. También se tiene en cuenta el área de la sección transversal para árboles estriados donde el número de dientes $Z = 10$, la altura, $h = 14 \text{ mm}$ y la longitud $l = 70 \text{ mm}$ por la norma cubana se sustituyen estos valores en la ecuación 2.85 para el área de la sección transversal $A = 9800 \text{ mm}^2$. Luego de encontrar estos valores se sustituyen en la ecuación 2.74 y con un momento torsor de $1889171 \text{ N} \cdot \text{mm}$ obtenemos como resultado $4,53 \text{ MPa}$; por lo que la condición se cumple ya que el valor de la tensión de aplastamiento es de 150 MPa siendo el cubo de acero y las cargas constantes y estáticas.

En la selección de la longitud de la chaveta teniendo en cuenta la tensión de aplastamiento y el momento torsor por la ecuación 2.81, se sustituyen los valores del momento torsor actuante en el árbol $M_t = 1889171 \text{ N} \cdot \text{mm}$, el número de dientes del estriado $Z = 10$, altura $h = 14 \text{ mm}$, radio convencional $R = 47,5 \text{ mm}$, coeficiente de

irregularidad de distribución de la carga en la superficie de contacto $\psi = 0,6$ para las uniones dentadas y con una tensión de aplastamiento $[\sigma_{apl}] \leq 150$ MPa obtenemos una longitud de $l = 3,15$ mm. Luego se normaliza por la norma cubana obteniendo una longitud de $l = 70$ mm.

Para determinar la longitud de la chaveta teniendo en cuenta las tensiones de cizallamiento es necesario poseer las secciones de la misma donde por la norma cubana se tiene que el ancho $b = 25$ mm y el diámetro del árbol es de 92 mm, luego se sustituyen en la ecuación 2.80 con un tensión de $[\tau_{Ciz}] = 75$ MPa se obtiene $l = 10$ mm el cuál se normaliza a 70 mm.

3.5.11 - Selección de los cojinetes

La selección de los cojinetes se realizó por el software Soj Wane que se dedica al cálculo de los cojinetes, de la firma SKF. El mismo arrojó los datos siguientes:

Para el árbol de entrada se utilizó cojinetes radiales axiales el cual posee un diámetro de 90 mm, con un ancho de 32 mm este cojinete se utilizó a la derecha y a la izquierda del árbol como apoyos. En el árbol intermedio se emplearon cojinetes de 130 mm con un ancho de 32 mm en ambos extremos. Para el árbol de salida se tiene un cojinete radial de 105 mm de diámetro con 20 mm de ancho. Fue necesario cambiar los apoyos de los árboles propuesto ya que al aumentar el diámetro de los árboles para garantizar la resistencia de los mismos es necesario aumentar los diámetros de los apoyos.

3.5.12 - Selección del acoplamiento

Para la selección del acoplamiento se tuvo en cuenta que el mismo es de platillo con un momento torsor de $Mt_{AC} = 1889171N \cdot mm$ y con un coeficiente de 1,2 por lo que mediante la ecuación 2.82 se tiene que el momento torsor actuante es de $Mt_{AC} = 1983629N \cdot mm$, donde el momento torsor admisible escogido $[Mt_{AC}] = 3000000N \cdot mm$ por tanto el acoplamiento seleccionado podrá trabajar hasta un momento admisible sin poseer fallas. Demostrando que la condición planteada se cumple $Mt_{AC} \leq [Mt_{AC}]$.

3.6 - Mantenimiento para el reductor diferencial

Como puede apreciarse el ciclo contempla todos los servicios de mantenimiento que se le deben ejecutar a la máquina de forma planificada. Esta estructura frecuentemente la brinda el fabricante de la forma anterior o brinda los elementos de mantenimiento necesarios para confeccionarla.

Ciclo de mantenimiento del reductor diferencial

G-P-R-R-R-P-M-P-R-R-R-P-G

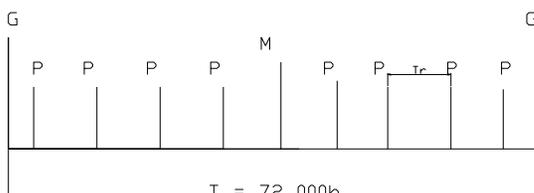
El especialista puede además auxiliarse de estructuras de equipos similares cuando no se posea información al respecto o de metodologías de cálculo empleando coeficientes. En este caso el rango establecido es grande y la elección se hace en función del estado técnico del equipo, años de instalado, opinión de los operadores, datos técnicos y estadísticos, etc.

Una vez definido el ciclo de mantenimiento y su duración $T = 72\ 000$ h para un reductor que trabaja 24 h diarias se podrá conocer el periodo entre intervenciones por la ecuación 2.83 se tiene que cada 6 meses es necesario llevar un servicio de mantenimiento (el que corresponda).

El tiempo entre dos reparaciones se determina mediante la ecuación (2.84) que el mismo se recomienda realizarlo cada 16 meses.

Es importante advertir que la elección o incluso la confección de un ciclo de mantenimiento no podrán prever todas las posibles roturas imprevistas de un equipo industrial, ya que entonces el mantenimiento preventivo se convertiría en un sistema antieconómico, pues el número de interrupciones planificadas sería mucho mayor que las roturas imprevistas. Debe evitarse el caso contrario, o sea, que el tiempo entre servicios sea de tal magnitud, que antes de llegar a la reparación planificada se produzcan un gran número de fallos.

Propuesta del ciclo de mantenimiento



3.7 – Análisis económico

Para la realización de la valoración económica se tuvo en cuenta el costo de las operaciones desarrolladas para el mantenimiento del reductor diferencial, así como el valor de las piezas en el mercado nacional, estos valores aparecen en las tablas 3.6 y 3.7

3.7.1.1 - Montaje y desmontaje

En la tabla 3.6 se muestra el importe de la mano de obra de los mecánicos cuando se efectúa el cambio de reductor diferenciales en el sedimentador.

Tabla 3.6. Mano de obra para el montaje y desmontaje del reductor diferencial

Oficios	Pago	Horas	Tarifas pago por horas	Importe
Mec A Mtto Industrial	0,4	0,45	2,85	\$1,2825
Mec B Mtto Industrial	0,4	0,45	2,59	\$1,1655
Mec A Mtto Industrial	0,4	0,45	2,85	\$1,2825
Mec B Mtto Industrial	0,4	0,45	2,59	\$1,1655
Subtotal mano de obra		1,8	10,88	\$19,584

3.7.1.2 - Importe de los árboles de salida del reductor diferencial

La tabla 3.7 muestra el valor total de los árboles de salida de los reductores diferenciales que son sustituidos en cada reparación.

Tabla 3.7. Descripción del importe de los árboles de salida.

Descripción	Cantidad	Importe
Árboles de salida	2	\$187.01
Valor Total		\$274,2

3.7.1.3 - Costo de la mano de obra que es necesario para efectuar la lubricación del sistema de transmisión

El desglose del costo de la mano de obra que es necesaria para efectuar la lubricación del reductor diferencial aparece en la tabla 3.8 donde interviene dos mecánicos engrasadores destinados a estas funciones.

Tabla 3.8. Mano de obra para el sistema de lubricación

Oficio	Pago	Horas	Tarifas pago por horas	Importe
Mec Engrasador	0,4	8,5	\$1,70	\$14,45
Mec Engrasador	0,4	4,5	\$1,70	\$7,65
Subtotal mano de obra		13	3,40	\$22,10

Costo total del mantenimiento: \$ 315,884

Para efectuar el análisis de los costos por mantenimiento, resulta conveniente que los árboles de salida del reductor diferencial no son recuperables, se le hace necesario efectuar una nueva inversión cada vez que existen problemas en la transmisión. Los nuevos árboles de salida del reductor diferencial que se proponen, tienen un costo superior a los utilizados actualmente pero efectuando un plan inversionista que permita obtener árboles propuestos, se logrará una mayor vida útil en el sistema de transmisión del equipo.

3.7.2 - Impacto de las averías del reductor diferencial en la producción de la empresa

Actualmente el sedimentador 131 C tiene un impacto negativo en la producción de la empresa, donde el tiempo que se demora en hacer los cambios a otro sedimentador es de 4 horas (tiempo fuera de servicio). En el tiempo fuera de servicio el sedimentador deja de producir 233 tn de NH₃, 12 T de Ni, 0.22 T Co, donde la tonelada de gas amoniacal está a \$600.00 tn, el níquel a \$16 000 tn y \$ 15.00 tn de monóxido de carbono, para un total en pérdidas de 139 800 USD de NH₃, 192 000 USD de Ni y 3,3 USD de Co. Por lo que se dice que en cuatro horas que se detiene el reductor trae consigo una pérdida total a la planta de \$ 331 803 USD aproximadamente.

3.7.2.1 – Efecto de las averías del reductor diferencial sobre el medio ambiente

A causa de las averías que sufre el reductor diferencial situado en el sedimentador 131 C, son notables los daños causados al medio ambiente debido al aumento del ruido causado por las vibraciones. Actualmente el motor consume gran cantidad de energía eléctrica, lo que aumenta la cantidad de petróleo que se utiliza para producir dicha energía, es preciso tener en cuenta que el petróleo es un combustible fósil agotable en el planeta y su continua extracción amenaza con su extinción. Con el aumento de la durabilidad del reductor diferencial se crea un uso más racional de los recursos que son empleados para la construcción de sus repuestos, en su mayoría aceros aleados que provienen de minerales extraídos de la corteza terrestre, en los que el hombre invierte dinero y recursos en la tala indiscriminada de los árboles que conducen a la desertificación de los suelos afectando el sistema ecológico del planeta.

3.7.3 - Efectos sobre el organismo del escape de amoniaco gaseoso

El amoniaco gaseoso tiene gran acción irritante en cualquier tejido húmedo, la taquicardia y la taquipnea, son algunos síntomas originados por la irritación de las vías respiratorias pudiendo llegar hasta retener la respiración. Debido a la alta solubilidad del amoniaco este tiene gran facilidad para disolverse en el sudor del cuerpo humano.

3.7.3.1 - Riesgo para el trabajador por las averías del reductor diferencial

Para cada avería del ventilador de los trabajadores que operan en la planta está propenso a sufrir producto a la emanación de gas, una intoxicación aguda o crónica ya que la fuga de este gas puede originar una severa acción corrosiva sobre la garganta, boca y estómago.

El amoniaco en estado gaseoso provoca irritación en cualquier tejido humano o asfixia por exposición de gases amoniacaes. Inhalando, solo produce efecto sobre tejidos superficiales ya que no es absorbido por el organismo.

Conclusiones parciales del capítulo 3

- Se demuestra mediante los cálculos obtenidos, que los reductores actuales no cumplen con las características geométricas para el correcto funcionamiento, por lo que provoca afectaciones en el sistema de transmisión y por tanto influye en el corto tiempo de vida útil de los árboles.
- Cuando se procede a intervenir el equipo para cambiar los árboles de salida se incurre en un gasto de \$ 315,884 y pérdidas financieras de un aproximado de 331 803 USD.

Conclusiones Generales

1. En el análisis del diseño de los componentes que afectan el buen funcionamiento del reductor diferencial se demuestra, que las características geométricas de los mecanismos principales del mismo no cumplen con las especificaciones necesarias de resistencia para que el equipo posea una adecuada eficiencia.
2. Al efectuar el estudio del árbol de salida del reductor diferencial se demostró que el mismo no poseía el material adecuado para su función, por lo que se diseñó los elementos principales del equipo con el material AISI 3140.
3. Se propuso el sistema de mantenimiento para el reductor diferencial entre reparaciones cada 16 meses.
4. El uso ineficiente de estos equipos en el proceso productivo trae consigo serias afectaciones al medio ambiente y a los operarios de la planta.
5. Con el aumento de las roturas del reductor diferencial, se procede a ejecutar reparaciones al mismo, donde trae un gastos a la planta de \$ 315,884 y cerca de 331 803 USD de pérdidas en términos de producción.



Recomendaciones

1. Seleccionar un correcto tratamiento térmico a la hora de la elaboración del árbol del reductor diferencial.
2. Hacer un maquinado cuidadoso a la hora de su elaboración, para aminorar las concentraciones de tensiones en los cambios de sección.
3. Sustituir los árboles del reductor diferencial por los determinados en el trabajo puesto que en el mismo se determinó que no están correctamente diseñados.
4. Analizar el tipo de lubricación en el reductor diferencial.
5. Realizar un cálculo de resistencia según las nuevas configuraciones de las transmisiones que permita un diseño adecuado de la carcasa.
6. En caso de averías de los reductores diferenciales, utilizar los medios de protección adecuados que garanticen la seguridad de los operarios.

Referencias bibliográficas

1. Alfonso, E. Apuntes sobre la interrelación composición – microestructura y propiedades del acero. Monografía. ISBN 959 – 16 – 0188 - 3. Universidad de Matanzas. 2002.
2. Aneiros, J. M. Problemas de Diseño de Elementos de Máquinas, 1987.
3. Baranóv, G. G. Teoría de los Mecanismos. Editorial MIR, Moscú. 1985.
4. Barreiro, A. J. Aceros especiales, 3ª. ed. Madrid, 1966.
5. Callister, W. Materials Science and Engineering. An Introduction. Fifth Edition. Department of Metallurgical Engineering. University of Utah John Wiley & Sons, Inc. 1999. 8195 p. ISBN 0 – 471 - 32013 - 7.
6. Colectivo de autores. Atlas de diseño de elemento de máquina, Tomo I y II. 1986.
7. Darley Dudley. Monografía: La Evolución de los Engranajes. 1988.
8. Dobrovolski, R. Elementos de Máquinas. Editorial MIR, Moscú, 1980.
9. Engranajes Cilíndricos de Dientes Rectos. Universidad Central de Las Villas. 2000.
10. Feodosiev, V. I, Resistencia de Materiales. Editorial Mir. Moscú ,1985.
11. Fernández, L.G. Resistencia de los materiales. Editorial Pueblo y Educación. La Habana.Cuba.1986.511 p.
12. Gonzáles; Navarrete.J.Raúl;Enrique. Mantenimiento industrial,1986.
13. González, G. Elementos de Máquina, Uniones Árbol-cubo. Artículo. CUJAE, 2002.
14. González, G. Elementos de Máquinas. Árboles y Ejes. Artículo. CUJAE, 2002.
15. González, Isnel, Folleto de Transmisiones Mecánicas. ISMMM, 2009.
16. Ivatsevich, Y. Método de las Normas de Tiempo de los Procesos Tecnológicos. Artículo. ISTH, 1988.
17. Key To Steel. Influence of Alloying Elements on Steel Microestructure. Key to Steel Web Site. 2002. Disponible <http://www.key-to-steel.com/>.25 – 5 – 2012.
18. Leonard Euler. Teoría de la acción conjugada. Suecia, 1764.
19. Mayer, O. E. Teoría del Árbol Flexiotorcionado. Artículo. Universidad de Buenos Aires.Argentina, 2005.
20. NC 1629. Ajustes y Tolerancias.
21. NC 1652. Chavetas Prismáticas.

22. Norton. Diseño de Máquinas. Artículo. Prentice Hall, 1999.
23. Orlov. Ingeniería de Diseño. Editorial MIR. Moscú, 1985.
24. Pero - Sanz, J. A. Ciencia de los materiales. 1999. España. Metalurgia Física: Estructura y Propiedades, Editorial DUSSAT SA,
25. Phillip de la Hire. Recomendación de la curva de envolvente para los engranajes. Francia, 1694.
26. Políticas y Sistemas Mto Estado Técnico. Conferencia. ISMMM.
27. Portolés, Jose, <http://WWW.monografias.com/mediakit>, 25 - 5 - 2012.
28. Reshetov, D. Elementos de Máquinas Editorial Pueblo y Educación, 1987. La Habana Cuba.
29. Rodríguez, H. O. Dibujo Aplicado para Ingenieros, Tomo II, 2000.
30. Rodríguez, M.J. Correcciones en las transmisiones por engranajes cilíndricos de dientes rectos. Universidad Central de Las Villas. 2000.85 p.
31. Rodríguez, Moya J. L., Goytisoló, Espinosa R. Correcciones en las Transmisiones por Malishev, A. Tecnología de los metales .Editorial .Mir. 420 p.URSS. 1988.
32. Sancho, X. Diseño de Máquinas, Uniones a Presión. Artículo. Castellón España, 2002.
33. Shigley, J.E; Mischke, C.R. Diseño en Ingeniería Mecánica. Editorial MC Graw Hill, 2001.
34. Wilfred, Lewis. Fórmula para el cálculo de la tensión por flexión en los dientes. Estados Unidos de América, 1892.
35. Willis, Robert. Ingeniería de engranajes. Inglaterra 1832.

Anexo 1

Tabla No 2.1. Según el grado de precisión

Grado de precisión	K_{ot}
7 ^{mo}	1-1,1
8 ^{vo}	1,05-1,2

Anexo 2

Tabla No. 2.2. Límites de fatiga de las capas superficiales de los dientes

Tratamiento térmico o Químico-térmico	Dureza superficial	Grupos de materiales	Límites de fatiga por contacto σ_{ot} ; Kgf/cm ²
Mejoramiento (Temple + Revenido); Normalización.	HB(200÷350)	Aceros al carbono y aleados	20. (dureza HB)+700
Temple a corazón (Volumétrico)	HRC (40 ÷ 56)		180. (dureza HRC) + 1500
Temple superficial	HRC(45 ÷55)		170. (dureza HRC) +2000

Anexo3

Tabla No 2.3. Aspereza de las superficies

Grado de aspereza	Z_R
Hasta 5 ^o	0,9
6 ^o	0,95
7^o o mayor	1

Anexo 4

Tabla No. 2.4. Coeficientes de resistencia de los dientes para el cálculo de tensiones local.

.Z	Y_F	Z	Y_F
17	4,30	50	3,73
20	4,12	60	3,73
25	3,96	80	3,74
30	3,85	100	3,75
40	3,75	&	3,80

Anexo 5

Tabla No 2.5. Límites de resistencia a la fatiga σ_0 , expresado en las tensiones locales.

Tratamiento térmico.	Dureza del diente	Marca del acero	σ_0 ; kgf/cm ²	Valores de n_1 para el caso de probabilidad de no destrucción al 98%
Normalización, mejoramiento.	HB(200÷350)	AISI 1040, 45, 3140, 5052-H32	18. (dureza HB)	1,75
Temple corazón	HRC(45 ÷55)	5052-H32, 3140, 8742	5000-6000	1,75-1,85
Temple superficial	HRC(45÷55)	40, 45	6500	1,75
Temple por CAF a corazón.	HRC(45÷55)	5052, 3140	5500	1,75
Cementación	HRC(55÷65)	1015, 1020, 3120,	7500-8000	1,55
Nitruración	HRC \geq 60	3135, 4140 3140	7000	1,65-1,75

Anexo 6

Tabla No2.6. Selección de la Correa

Tipo de correa.	Designación de la sección	b_p mm	b_o mm	h mm	y_o mm	F cm ²	Longitudes máximas normalizadas mm	D_{\min} mm	Momento máximo a emplear Kgf.m
Trapezoidal	O	8,5	10	6	2,1	0,47	400-2500	63	< 50
	A	11	13	8	2,8	0,81	560-4000	90	1,1 ÷ 7
	B	14	17	10,5	4,1	1,38	800-6300	125	4 ÷ 19
	C	19	22	13,5	4,8	2,30	1800-10600	200	11 ÷ 55
	D	27	32	19	6,9	4,76	3150-15000	315	45 ÷ 200
	E	32	38	23,5	8,3	6,92	4500-18000	500	110 ÷ 450
F	42	50	30	11,0	11,70	6300-1800	800	> 220	

Continuación de la tabla No2.6. Selección de Correa

Observaciones:

Longitudes normalizadas, en mm: **400, 425, 450, 475, 500, 530, 560, 600, 630, 670, 710, 750, 800, 850, 900, 950, 1000, 1060, 1120, 1180, 1250, 1320, 1400, 1500, 1600, 1700, 1800, 1900, 2000, 2120, 2240, 2360, 2500, 2650, 2800, 3000, 3150, 3350, 3750, 4000, 4250, 4550...**

El número admisible de correas[Z] es de 6.

La velocidad periférica máxima: 25 m/s.

Anexo 7 Tabla No 2.7

Sección de la correa.	Diámetros mínimos calculado de la polea menor: mm	Tensión inicial σ_0 , kgf/cm ²		
		12	14	16
Carga admisible útil P_0, kgf.				
O	63	6,3	7,0	7,8
	71	7,1	7,8	8,5
	80	7,5	8,4	8,9
	90 y mayores.	8,0	8,9	9,4
A	90	10,9	12,1	13,5
	100	12,2	13,5	14,6
	112	13,0	14,5	15,4
	125 y mayores.	14,4	15,9	17,2
B	125	18,6	20,7	23,0
	140	20,8	23,0	24,8
	160	23,4	26,1	27,6
	180 y mayores	25,2	28,2	30,9
C	200	34,7	38,4	41,4
	225	38,9	43,5	46,0
	250	41,9	47,0	51,5
	280 y mayores	44,1	50,6	54,0
D	315	76,2	84,9	90,5
	355	84,9	93,5	101,3
	400	86,8	97,2	106,6
	450 y mayores	92	104,7	112,0
	1000 y mayores	224	258	258

Anexo 8

Cálculo de las reacciones en los apoyos del árbol 1 de entrada al reductor teniendo en cuenta las cargas a las que están sometidas por el software Mecasoft.

Análisis en el eje de las x

Viga

- Longitud: 0.505000
- Apoyo 1 (móvil): 0.136000
- Apoyo 2 (fijo): 0.457000
- Elasticidad: 2100.000000
- Inercia: 4000.000000
- Unidades:

- Fuerzas en N
- Momentos en N × m
- Longitudes en m
- Giros en radianes

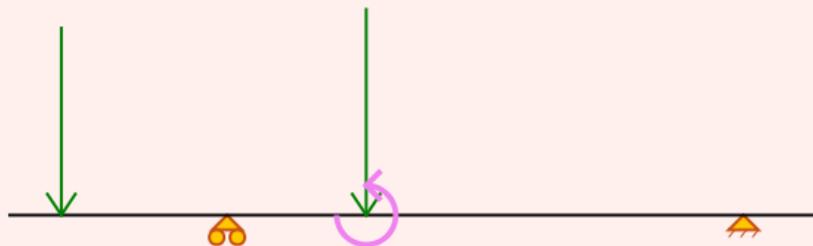
↓ Cargas puntuales

Posición	Magnitud
0.033000	617.950012
0.222500	679.062012

↻ Momentos puntuales

Posición	Magnitud
0.222500	35.041000

Gráfico de la viga



Resultados del cálculo:

Apoyo A: 1421.470093

Apoyo B: -124.457954

Carga total: 1297, 011963

Ecuaciones generales de cortantes y flectores

En negro apoyos y empotramientos, en rojo, cargas puntuales, en morado, momentos, en naranja, cargas continuas, y en azul, cargas variables.

Continuación (anexo 8)

$$T = -1421.470093x < Z - 0.136000 >^0 + 124.457954x < Z - 0.457000 >^0 \\ + 617.950012x < Z - 0.033000 >^0 + 679.062012x < Z - 0.222500 >^0$$

$$M = +1421.470093x < Z - 0.136000 >^1 - 124.457954x < Z - 0.457000 >^1 \\ - 35.041000x < Z - 0.222500 >^0 \\ - 617.950012x < Z - 0.033000 >^1 - 679.062012x < Z - 0.222500 >^1$$

Gráficos de esfuerzos cortantes y flectores

Gráfico de cortantes:

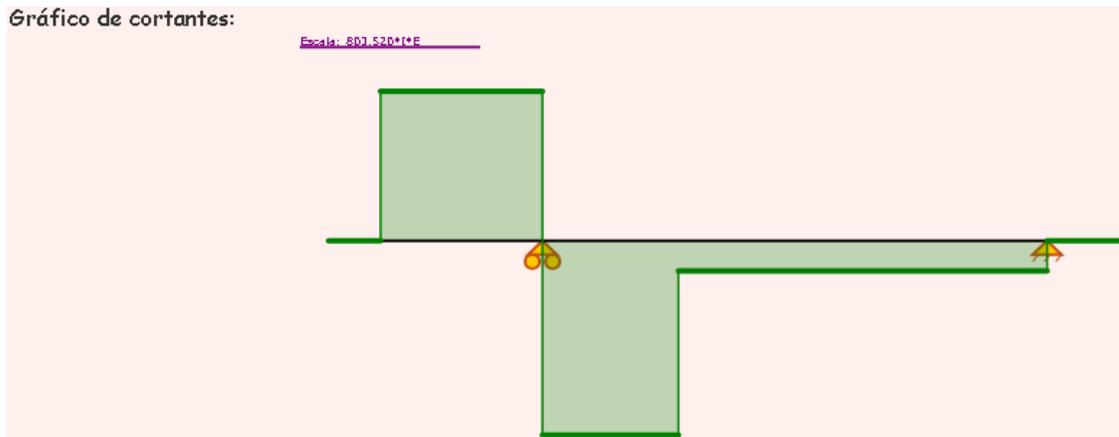
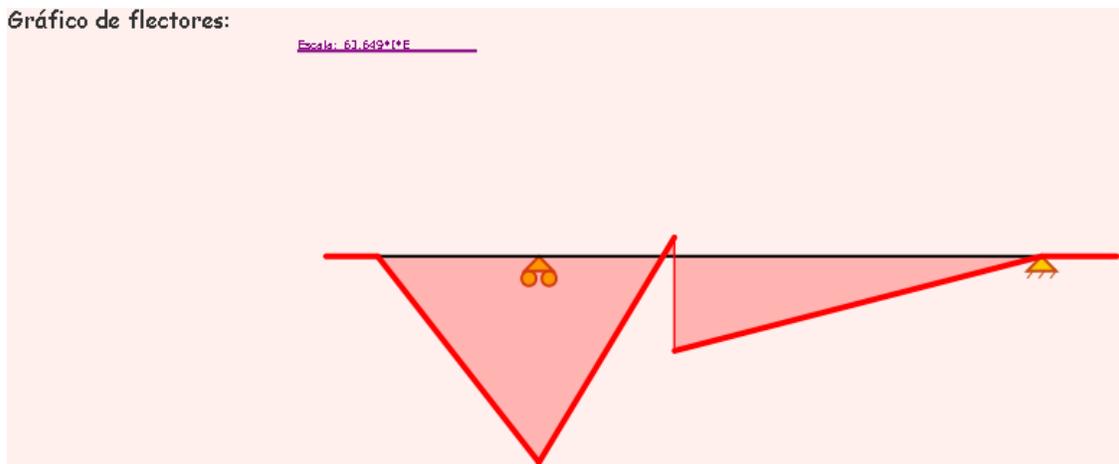


Gráfico de flectores:



Valores máximos:

- Momento máximo en la sección
 - Posición: 0.136000
 - Magnitud: 63.648857
- Mayor valor del esfuerzo cortante
 - Posición: 0.136000
 - Magnitud: 803.520081

Continuación (anexo 8)

Detalles del cálculo:

Suma de momentos en el apoyo A:

$$\sum M_A = 0 = -262.010803 -159.240036 -35.041000 +0.321000 Rb$$

Suma de momentos en el apoyo B:

$$\sum M_B = 0 = -63.648857 +58.738857 -35.041000 -0.321000 Rb$$

Análisis de la viga en el eje de las Y

Viga

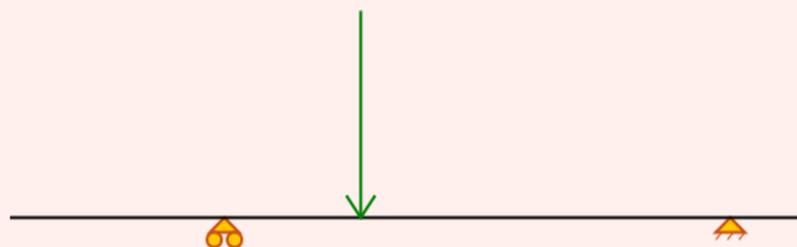
- Longitud: 0.505000
- Apoyo 1 (móvil): 0.136000
- Apoyo 2 (fijo): 0.457000
- Elasticidad: 2100.000000
- Inercia: 4000.000000
- Unidades:

- Fuerzas en N
- Momentos en N x m
- Longitudes en m
- Giros en radianes

 Cargas puntuales

Posición	Magnitud
0.222500	1865.709961

Gráfico de la viga



Continuación (anexo 8)

Resultados del cálculo:

Reacción en apoyos:

Apoyo A: 1362.956421

Apoyo B: 502.753601

Carga total: 1865.709961

Ecuaciones generales de cortantes y flectores:

En negro apoyos y empotramientos, en rojo, cargas puntuales, en morado, momentos, en naranja, cargas continuas, y en azul, cargas variables.

$$T = -1362.956421 \times \langle Z - 0.136000 \rangle^0 - 502.753601 \times \langle Z - 0.457000 \rangle^0 + 1865.709961 \times \langle Z - 0.222500 \rangle^0$$

$$M = +1362.956421 \times \langle Z - 0.136000 \rangle^1 + 502.753601 \times \langle Z - 0.457000 \rangle^1 - 1865.709961 \times \langle Z - 0.222500 \rangle^1$$

Gráficos de esfuerzos cortantes y flectores

Gráfico de cortantes:

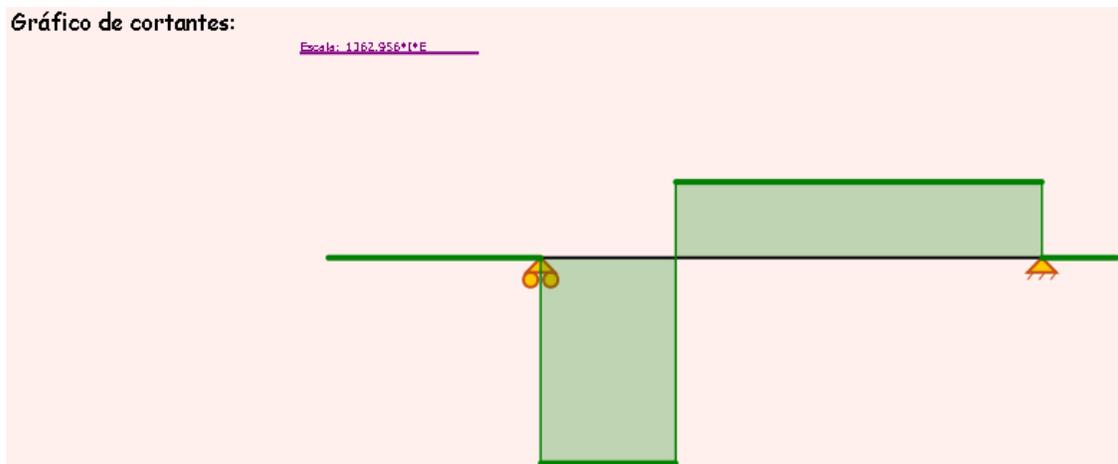
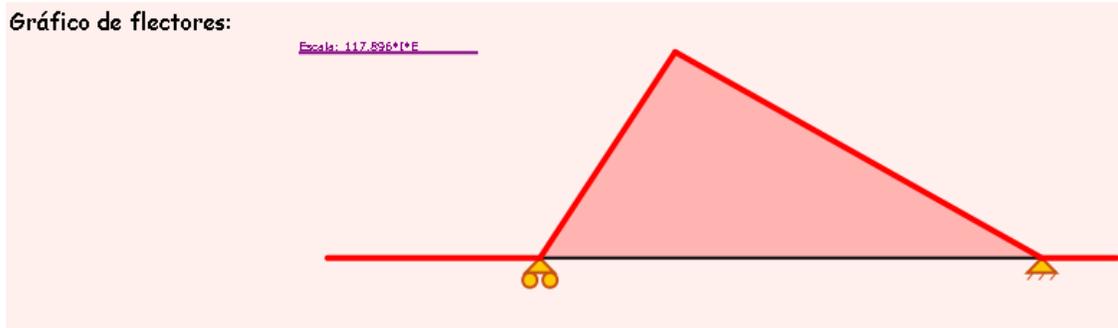


Gráfico de flectores:



Continuación (anexo 8)

Valores máximos:

- Momento máximo en la sección
 - Posición: 0.222500
 - Magnitud: -117.895737
- Mayor valor del esfuerzo cortante
 - Posición: 0.136000
 - Magnitud: 1362.956421

Detalles del cálculo:

Suma de momentos en el apoyo A:

$$\sum M_A = 0 = -437.508972 + 0.321000 R_b$$

Suma de momentos en el apoyo B:

$$\sum M_B = 0 = +161.383896 - 0.321000 R_b$$

Anexo 9

Cálculo de las reacciones en los apoyos del árbol intermedio del reductor diferencial teniendo en cuenta las cargas a las que están sometidas por el software Mecasoft.

Análisis en eje de las x

Viga

- Longitud: 0.385000
- Apoyo 1 (móvil): 0.016000
- Apoyo 2 (fijo): 0.369000
- Elasticidad: 2100.000000
- Inercia: 4000.000000
- Unidades:
 - Fuerzas en N
 - Momentos en N × m
 - Longitudes en m
 - Giros en radianes

 Cargas puntuales

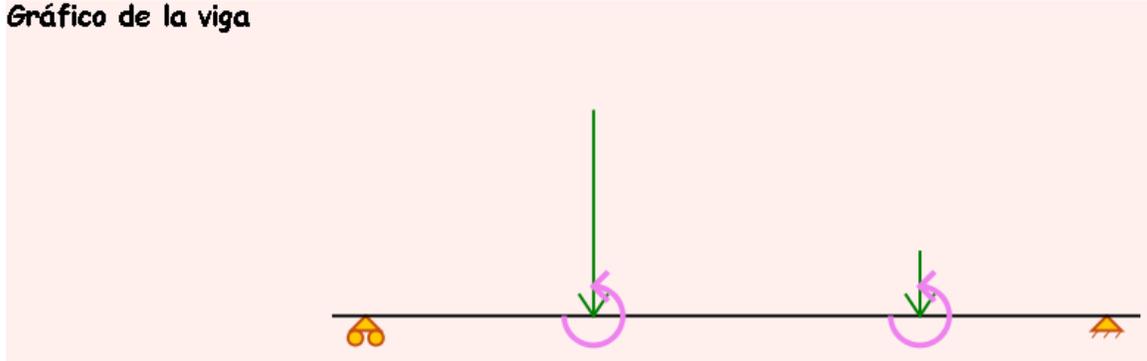
Posición	Magnitud
0.124500	2106.000000
0.280000	667.150024

 Momentos puntuales

Posición	Magnitud
0.124500	137.697006
0.280000	137.550003

Continuación (anexo 9)

Gráfico de la viga



Resultados del cálculo:

Reacción en apoyos:

Apoyo A: 2406.629883

Apoyo B: 366.520050

Carga total: 2773.149902

Ecuaciones generales de cortantes y flectores:

En negro apoyos y empotramientos, en rojo, cargas puntuales, en morado, momentos, en naranja, cargas continuas, y en azul, cargas variables

$$T = -2406.629883 \times \langle Z - 0.016000 \rangle^0 - 366.520050 \times \langle Z - 0.369000 \rangle^0 \\ + 2106.000000 \times \langle Z - 0.124500 \rangle^0 + 667.150024 \times \langle Z - 0.280000 \rangle^0$$

$$M = +2406.629883 \times \langle Z - 0.016000 \rangle^1 + 366.520050 \times \langle Z - 0.369000 \rangle^1 \\ - 137.697006 \times \langle Z - 0.124500 \rangle^0 - 137.550003 \times \langle Z - 0.280000 \rangle^0 \\ - 2106.000000 \times \langle Z - 0.124500 \rangle^1 - 667.150024 \times \langle Z - 0.280000 \rangle^1$$

Continuación (anexo 9)

Gráficos de esfuerzos cortantes y flectores

Gráfico de cortantes:

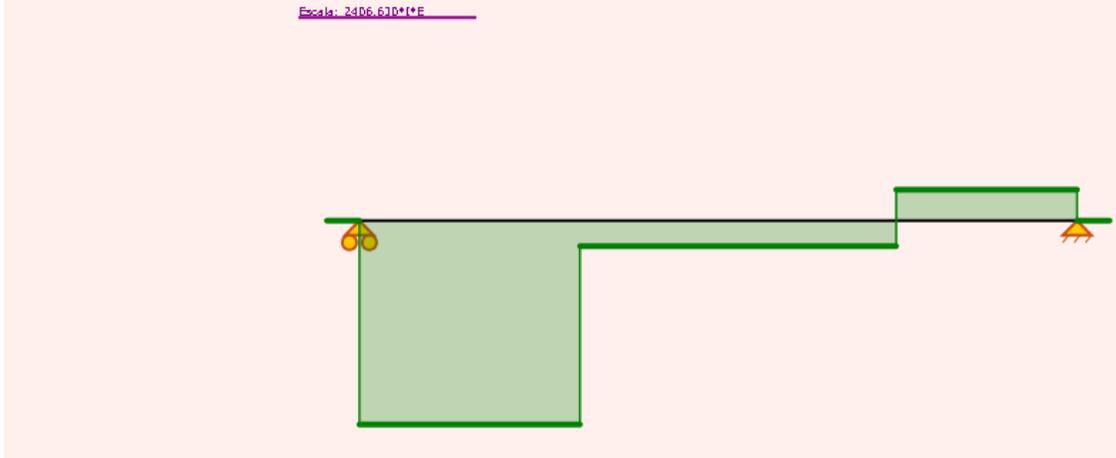
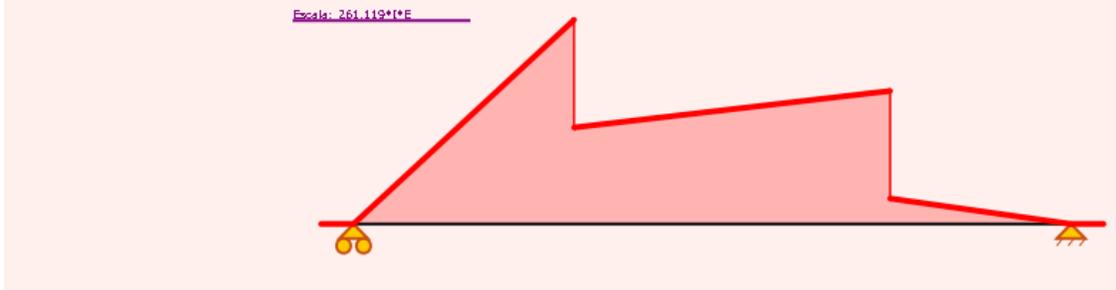


Gráfico de flectores:



Valores máximos:

- Momento máximo en la sección
 - Posición: 0.124500
 - Magnitud: -261.119354
- Mayor valor del esfuerzo cortante
 - Posición: 0.016000
 - Magnitud: 2406.629883

Detalles del cálculo:

Suma de momentos en el apoyo A:

$$\sum M_A = 0 = -514.916992 -59.376343 -137.697006 -137.550003 +0.353000 R_b$$

Suma de momentos en el apoyo B:

$$\sum M_B = 0 = +228.500992 +176.127609 -137.697006 -137.550003 -0.353000 R_b$$

Continuación (anexo 9)

Análisis en el eje de las (Y)

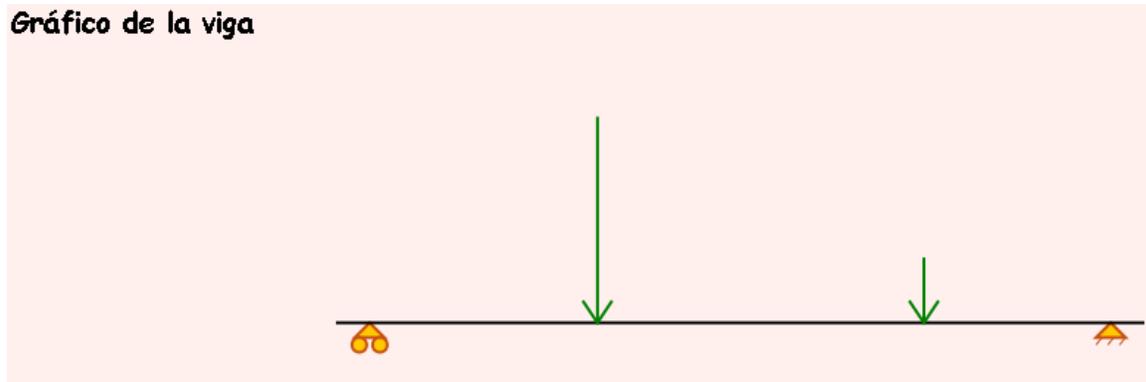
Viga

- Longitud: 0.385000
- Apoyo 1 (móvil): 0.016000
- Apoyo 2 (fijo): 0.369000
- Elasticidad: 2100.000000
- Inercia: 4000.000000
- Unidades:

- Fuerzas en N
- Momentos en N × m
- Longitudes en m
- Giros en radianes

Cargas puntuales	
Posición	Magnitud
0.124500	5788.000000
0.280000	1833.000000

Gráfico de la viga



Resultados del cálculo:

Reacción en apoyos:

Apoyo A: 4471.113281

Apoyo B: 3149.886475

Carga total: 7621.000000

Ecuaciones generales de cortantes y flectores:

En negro apoyos y empotramientos, en rojo, cargas puntuales, en morado, momentos, en naranja, cargas continuas, y en azul, cargas variables.

$$T = -4471.113281 \times \langle Z - 0.016000 \rangle^0 - 3149.886475 \times \langle Z - 0.369000 \rangle^0 + 5788.000000 \times \langle Z - 0.124500 \rangle^0 + 1833.000000 \times \langle Z - 0.280000 \rangle^0$$

Continuación (anexo 9)

$$M = +4471.113281 \times \langle Z - 0.016000 \rangle^1 + 3149.886475 \times \langle Z - 0.369000 \rangle^1 \\ - 5788.000000 \times \langle Z - 0.124500 \rangle^1 - 1833.000000 \times \langle Z - 0.280000 \rangle^1$$

Gráficos de esfuerzos cortantes y flectores

Gráfico de cortantes:

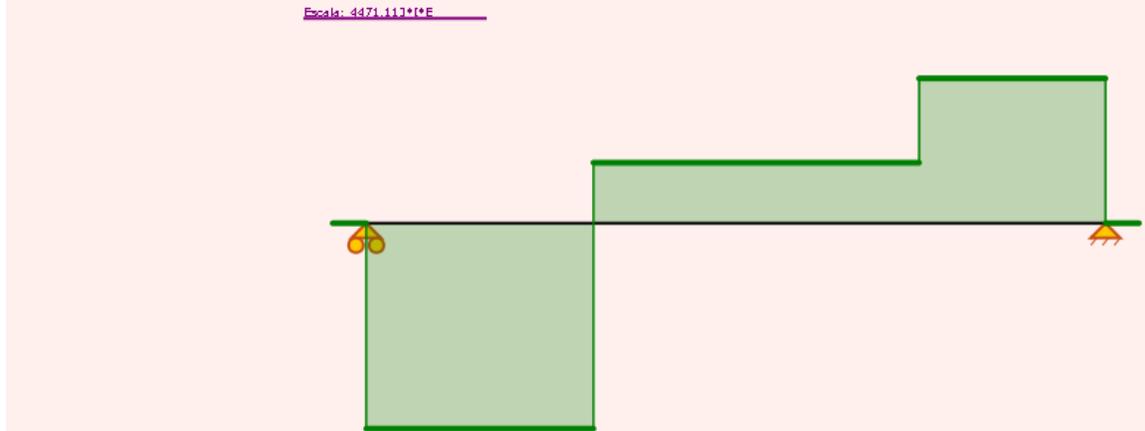
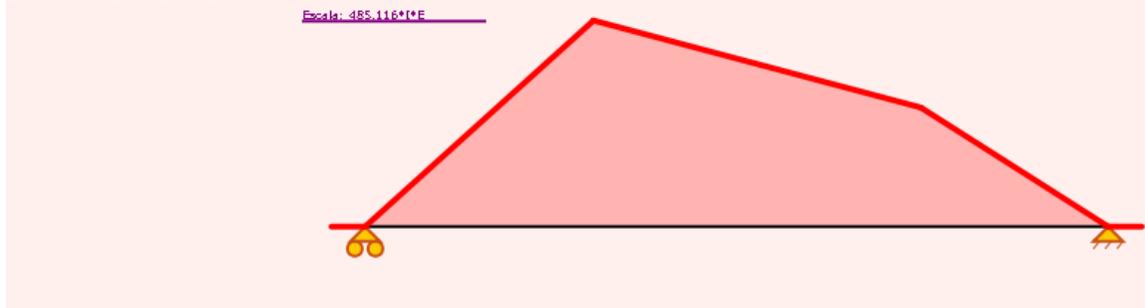


Gráfico de flectores:



Valores máximos:

- Momento máximo en la sección
 - Posición: 0.124500
 - Magnitud: -485.115814
- Mayor valor del esfuerzo cortante
 - Posición: 0.016000
 - Magnitud: 4471.113281

Continuación (anexo 9)

Detalles del cálculo:

Suma de momentos en el apoyo A:

$$\sum M_A = 0 = -1415.165894 -163.136978 +0.353000 R_b$$

Suma de momentos en el apoyo B:

$$\sum M_B = 0 = +627.997986 +483.911987 -0.353000 R_b$$

Anexo 10

Cálculo de las reacciones en los apoyos del árbol de salida en el reductor diferencial teniendo en cuenta las cargas a las que están sometidas por el software Mecasoft.

Análisis en eje de las x**Viga**

- Longitud: 0.341000
- Apoyo 1 (móvil): 0.028000
- Apoyo 2 (fijo): 0.072000
- Elasticidad: 2100.000000
- Inercia: 4000.000000
- Unidades:

- Fuerzas en *kgf*
- Momentos en *kgf × m*
- Longitudes en *m*
- Giros en *radianes*

Cargas puntuales	
Posición	Magnitud
0.028000	96.000000

Momentos puntuales	
Posición	Magnitud
0.028000	0.672000

Gráfico de la viga

Continuación (anexo 10)

Resultados del cálculo:

Reacción en apoyos:

Apoyo A: 111.272728

Apoyo B: -15.272728

Carga total: 96.000000

Ecuaciones generales de cortantes y flectores:

En negro apoyos y empotramientos, en rojo, cargas puntuales, en morado, momentos, en naranja, cargas continuas, y en azul, cargas variables.

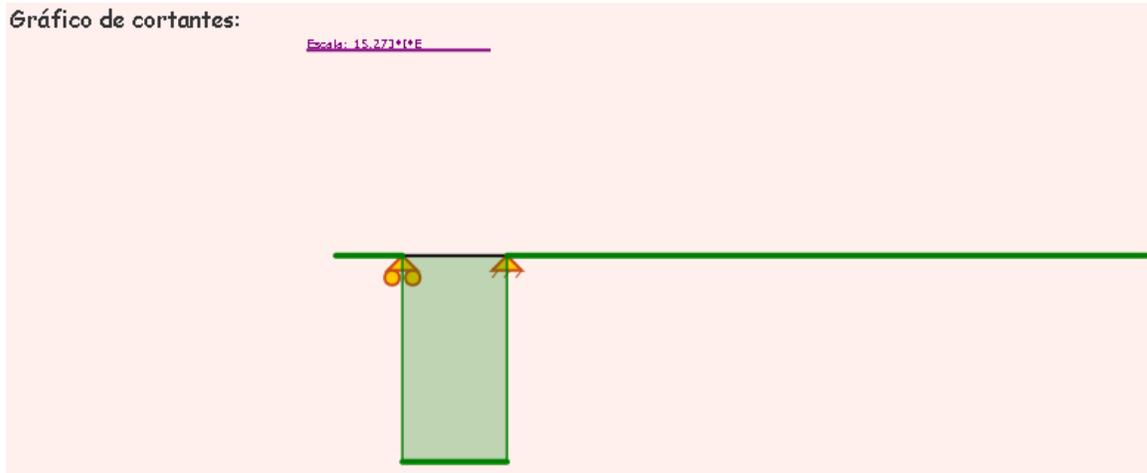
$$T = -111.272728 \times \langle Z - 0.028000 \rangle^0 + 15.272728 \times \langle Z - 0.072000 \rangle^0 + 96.000000 \times \langle Z - 0.028000 \rangle^0$$

$$M = +111.272728 \times \langle Z - 0.028000 \rangle^1 - 15.272728 \times \langle Z - 0.072000 \rangle^1 - 0.672000 \times \langle Z - 0.028000 \rangle^0 - 96.000000 \times \langle Z - 0.028000 \rangle^1$$

Gráficos de esfuerzos cortantes y flectores

Gráfico de cortantes:

Escala: 15.272728



Continuación (anexo 10)

Gráfico de flectores:

Escala: 0.672*10⁶E



Valores máximos:

- Momento máximo en la sección
 - Posición: 0.028000
 - Magnitud: 0.672000
- Mayor valor del esfuerzo cortante
 - Posición: 0.028000
 - Magnitud: 15.272728

Detalles del cálculo:

Suma de momentos en el apoyo A:

$$\sum M_A = 0 = -4.224000 - 0.672000 + 0.044000 R_b$$

Suma de momentos en el apoyo B:

$$\sum M_B = 0 = +0.000000 - 0.672000 - 0.044000 R_b$$

Análisis en eje de las Y

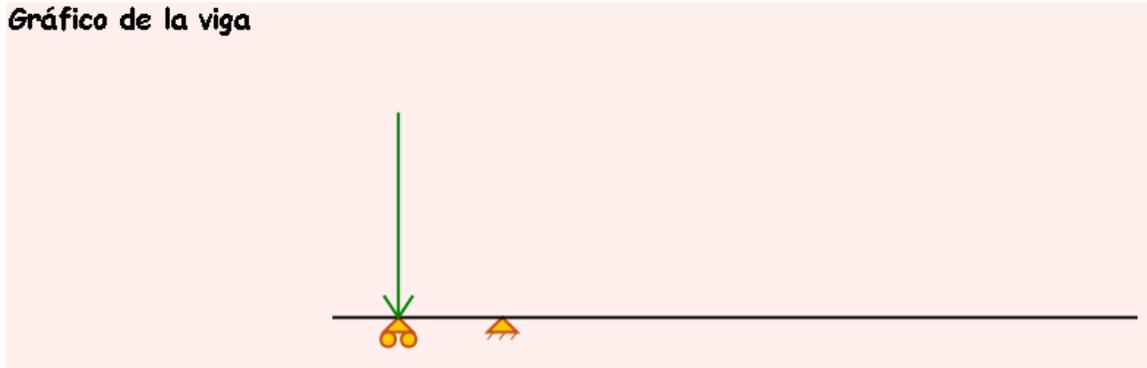
Viga

- Longitud: 0.341000
- Apoyo 1 (móvil): 0.028000
- Apoyo 2 (fijo): 0.072000
- Elasticidad: 2100.000000
- Inercia: 4000.000000
- Unidades:
 - Fuerzas en kgf
 - Momentos en kgf × m
 - Longitudes en m
 - Giros en radianes

Cargas puntuales	
Posición	Magnitud
0.028000	268.000000

Continuación (anexo 10)

Gráfico de la viga



Resultados del cálculo:

Reacción en apoyos:

Apoyo A: 268.000000

Apoyo B: 0.000000

Carga total: 268.000000

Ecuaciones generales de cortantes y flectores:

En negro apoyos y empotramientos, en rojo, cargas puntuales, en morado, momentos, en naranja, cargas continuas, y en azul, cargas variables.

$$T = -268.000000 \times \langle Z - 0.028000 \rangle^0 + 0.000000 \times \langle Z - 0.072000 \rangle^0$$

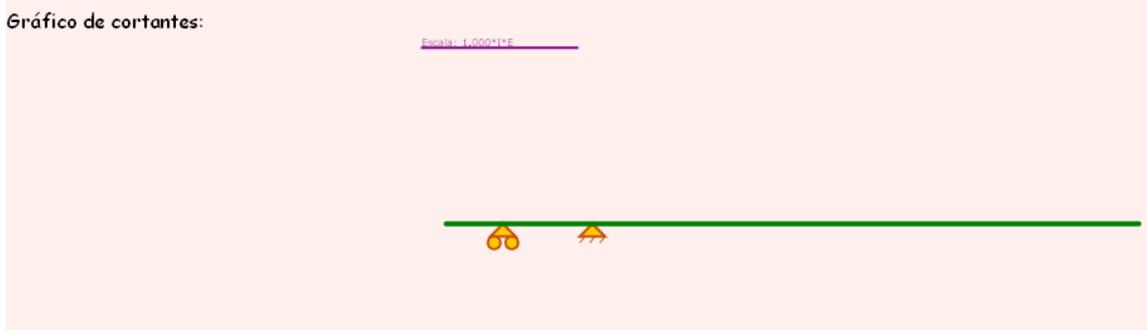
$$+ 268.000000 \times \langle Z - 0.028000 \rangle^0$$

$$M = +268.000000 \times \langle Z - 0.028000 \rangle^1 + 0.000000 \times \langle Z - 0.072000 \rangle^1$$

$$- 268.000000 \times \langle Z - 0.028000 \rangle^1$$

Gráficos de esfuerzos cortantes y flectores

Gráfico de cortantes:



Continuación (anexo 10)

Gráfico de flectores:

Escala: 1,000'11E



Valores máximos:

- Momento máximo en la sección
 - **Posición:** 0.000000
 - **Magnitud:** 0.000000
- Mayor valor del esfuerzo cortante
 - **Posición:** 0.000000
 - **Magnitud:** 0.000000

Detalles del cálculo:

Suma de momentos en el apoyo A:

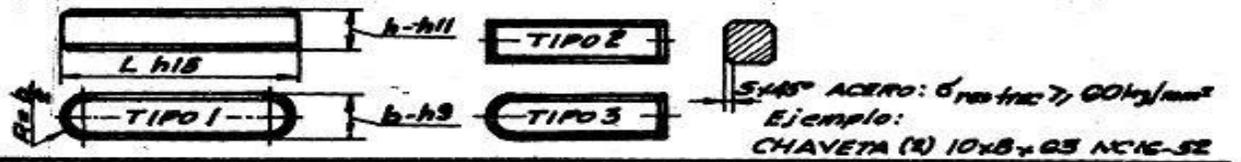
$$\sum M_A = 0 = -11.791999 + 0.044000 R_b$$

Suma de momentos en el apoyo B:

$$\sum M_B = 0 = +0.000000 - 0.044000 R_b$$

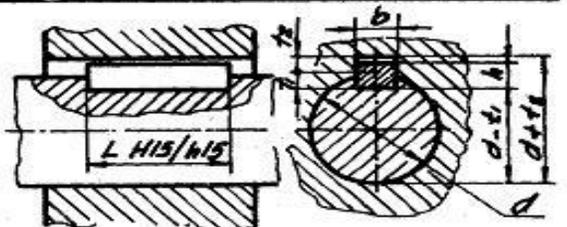
Anexo 11
Tabla No 2.8 Chavetas Prismática

TABLA 31. CHAVETAS PRISMÁTICAS NC16-52



Diám. del Eje	Sección de la chaveta b h		Chavetero										RADIO-R BISEL 5x45° Max. Min.	
			Ancho b						Prof. chavetero					
			Acoplamiento libre		Acoplamiento normal		Acoplamiento ajustado		Eje t ₁		Buje t ₂			
			Eje h ₉	Buje D10	Eje h ₉	Buje h ₉₉	Eje y buje p ₉	Nom.	Desv. l/mr.	Nom.	Desv. l/mr.			
17 a 22	6	6	+0,030 0	+0,018 +0,030	0 -0,030	±0,015	-0,012 -0,022	3,5	+0,1 0	2,5	+0,1 0	0,25	0,16	
22 a 30	8	7	+0,036 0	+0,036 +0,040	0 -0,036	±0,015	-0,015 -0,051	4 4,5		3,5 3,3				
30 a 38	10	8						5		3,5				
38 a 44	12	8						5,5		3,8				
44 a 50	14	9	+0,043 0	+0,120 +0,050	0 -0,043	±0,021	-0,018 -0,041	6	+0,2 0	4,3	+0,2 0	0,4	0,25	
50 a 58	16	10						7		4,4				
58 a 65	18	11						7,5		4,9				
65 a 75	20	12	+0,052 0	+0,149 +0,065	0 -0,052	±0,026	-0,022 -0,014	9,0		5,4		0,6	0,4	
75 a 85	22	14						10,0		6,4				
85 a 95	25	14												
95 a 110	28	16												

Altura de las chavetas	Desviaciones para:	
	d-t ₁	d+t ₂
26 x < 6	-0,1	+0,1
6 < x < 18	-0,2	+0,2
18 < x < 50	-0,3	+0,3



LONGITUDES DE CHAVETAS

Nom.	b		h		S		L H15																	
	h ₉	h ₁₁	h ₉	h ₁₁	Mín	Máx.	Longitudes																	
6	-0,030	6	-0,030		0,25	0,40	14	16	18	20	22	25	28	32	36	40	45							
8	0	7					18	20	22	25	28	32	36	40	45									
10	-0,036	8					22	25	28	32	36	40	45	50	56	63	70	80	90	100	110	125	140	160
12		8	-0,090		0,40	0,60	28	32	36	40	45	50	56	63	70	80	90	100	110	120	140	160	180	200
14	0,043	9					36	40	45	50	56	63	70	80	90	100	110	125	140	160	180	200	220	250
16	-0,043	10					45	50	56	63	70	80	90	100	110	125	140	160	180	200	220	250		
18		11					50	56	63	70	80	90	100	110	120	140	160	180	200	220	250			
20	0	12	-0,110		0,60	0,80	56	63	70	80	90	100	110	125	140	160	180	200	220	250				
22	-0,052	14					63	70	80	90	100	110	125	140	160	180	200	220	250					
25		14					70	80	90	100	110	125	140	160	180	200	220	250						

